



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS SOMETIDOS

A FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA CON CAPACIDAD DE 294 N·M.

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

Ingeniero Mecánico

AUTORES: JUAN FERNANDO CHÁVEZ BAYAS

JHONNY SEBASTIÁN TRUJILLO MARTÍNEZ

TUTOR: JAIME ROLANDO HEREDIA VELASTEGUÍ

Quito- Ecuador

2025

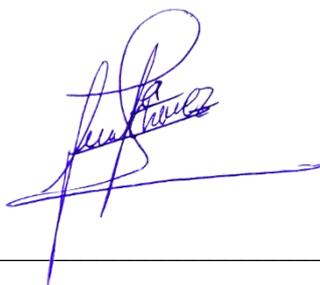
CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Juan Fernando Chávez Bayas con documento de identificación N° 1725893117 y Jhonny Sebastián Trujillo Martínez con documento de identificación N° 0604540633; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos 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.

Quito, 04 de febrero de 2025

Atentamente,



Juan Fernando Chávez Bayas

1725893117



Jhonny Sebastián Trujillo Martínez

0604540633

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

Nosotros, Juan Fernando Chávez Bayas con documento de identificación No. 1725893117 y Jhonny Sebastián Trujillo Martínez con documento de identificación No. 0604540633, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la universidad a la universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores de una propuesta tecnológica: “Diseño y construcción de una Máquina de Ensayos Sometidos a Fatiga por Flexión Rotativa con Capacidad de 294 N·m.”, 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, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 04 de febrero de 2025

Atentamente,



Juan Fernando Chávez Bayas

1725893117



Jhonny Sebastián Trujillo Martínez

0604540633

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Jaime Rolando Heredia Velasteguí con documento de identificación N° 1721400768, docente de la Universidad , declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS SOMETIDOS A FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA CON CAPACIDAD DE 294 N·M , realizado por Juan Fernando Chávez Bayas con documento de identificación N° 1725893117 y por Jhonny Sebastián Trujillo Martínez con documento de identificación N° 0604540633, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 04 de febrero de 2025

Atentamente,



Ing. Jaime Rolando Heredia Velasteguí M.Sc.

1721400768

DEDICATORIA

Con profunda emoción y sincero agradecimiento, dedico esta tesis a mi familia, el núcleo que ha iluminado mi camino y me ha impulsado a alcanzar mis metas más anheladas.

A mi padre Patricio Chávez, por su sabiduría y fortaleza, por ser un ejemplo de tenacidad y trabajo duro. Gracias por creer en mí desde el primer momento, por tus valiosos consejos y por ser mi guía incondicional.

A mi madre Matilde Bayas, por su infinito amor y apoyo, por ser el pilar que sostiene mi vida. Gracias por tus palabras de aliento, por tu paciencia y por inculcarme valores que han sido fundamentales en mi formación.

Juan

Dedico este proyecto con mucho amor a mi familia y amigos cercanos

Sebastián

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, Patricio y Matilde, apoyo inquebrantable y por ser la fuente de inspiración que me ha impulsado a perseguir mis sueños. Gracias por creer en mí desde el principio y por enseñarme el valor del trabajo duro y la perseverancia.

A mis hermanos Steeven, Melanie y Xavier

Al Ingeniero Jaime Heredia, MSc. por su invaluable guía, paciencia y por compartir su amplio conocimiento. Sus valiosas sugerencias y comentarios fueron fundamentales para el desarrollo y enriquecimiento de este trabajo. Su confianza en mis capacidades me motivó a dar lo mejor de mí en cada etapa del proceso.

Juan

Quiero agradecer al docente tutor Ing. Jaime Heredia por otorgarme su conocimiento en el área electrónica, a mi familia que es un pilar fundamental y a mi compañero de tesis por ser un líder nato y ponerse este proyecto al hombro.

Sebastián

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN.....	xv
ABSTRAC.....	xvi
INTRODUCCIÓN.....	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
Justificación de la investigación	2
OBJETIVOS 3	
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos	3
CAPÍTULO I 4	
MARCO TEORICO.....	4
1. Definición de fatiga	4
1.1. Falla por fatiga.....	4
1.2. Fatiga en materiales dúctiles.....	5
1.2.1. Prevenir la falla por fatiga.	5
1.3. Fases antes de llegar al fallo por fatiga.....	5
1.3.1 Nucleación.....	6
1.3.2 Propagación	6
1.3.3 Rotura	7
1.4 Tipos de fallo por esfuerzo a fatiga.....	8
1.4.1Fallo por cargas axiales.	8
1.4.2Fallos por flexiones planas.	8
1.4.3Fallos por flexión rotativa.....	8
1.5 Ensayo por flexión rotativa.....	9
1.5.1. Principio de Funcionamiento.....	9
1.5.2 Aplicación de carga.	9
1.5.3. Tipos de Ensayos por Flexión Rotativa.....	12
1.5.4. Curva de Wöhler.....	13
1.5.5. Método del esfuerzo-vida	15
1.6 Ultima resistencia a la fatiga.....	16

1.6.1 Factores modificadores que afectan.	17
1.6.2 Factor de superficie K_a	18
1.6.3. Factor de tamaño K_b	19
1.6.4. Factor de confiabilidad K_c	19
1.6.5. Factor de calor k_d	20
1.6.6 Factor de efectos varios k_e	22
1.6.7 Factor de tensiones concentradas K_f	22
1.7. Concentradores de sensibilidad mediante el esfuerzo en una muesca.....	23
1.8 Esfuerzos fluctuantes y su caracterización	24
1.9 Aplicación de fatiga.	26
1.10. Máquina por flexión rotativa	27
1.10.1 Principio de Funcionamiento.....	27
1.10.2. Implementación de la máquina.....	27
1.10.3 Máquinas de viga rotativa con soportes.	28
1.11. Norma ASTM E466-15	29
1.11.1. Consideraciones Adicionales:.....	29
1.11.2. Probeta del ensayo:.....	30
1.12 Modelado de ejes de transmisión.....	30
1.12.1 Diseño de ejes para cargas dinámicas.....	30
1.12.2. Procedimiento para el cálculo de ejes.....	31
1.13 Diseño de elementos de apoyo.....	31
1.14 Potencia del motor	32
1.15 Sistema de uniones.....	33
1.15.1 Acoplamientos flexibles	33
1.16 Sistema de sujeción de la probeta	34
CAPITULO II.....	36
2.1 Diseño y cálculos del prototipo	36
2.1.1. Parámetro de cálculo de los ejes.....	36
2.1.2. Cálculo de ejes para carga estática	36
2.2. Determinación de cargas dinámicas.....	38

2.2.1. Dimensionamiento de los apoyos con rodamientos o “chumaceras”	42
2.2.2. Dimensionamiento del motor utilizado	43
2.2.3. Dimensionamiento del acople flexible llamado Cardan.....	44
2.2.4. Determinación del soporte donde va la carga.....	45
2.3. Cálculo de uniones desmontables	47
2.3.1. Dimensionamiento de los pernos utilizados	47
2.3.2. Perno sometido a esfuerzo de fatiga	52
CAPITULO III	55
3.1 Banco de pruebas	55
3.1.1 Placa de fuerza.....	55
3.1.2 Soporte base del montaje.....	56
3.2 Construcción del acople flexible.....	56
3.2.1 Elección de la transmisión.....	57
3.2.2 Base de montaje de transmisión, motor y activador.	58
3.2.3 Motor activador del embrague.....	59
3.3 Montaje y elección del motor.....	60
3.3.1 Banda de transmisión M-21.6.....	61
3.3.2 Selección y montaje de Mandriles.....	61
3.3.4 Ejes de transmisión.....	62
3.4 Chumaceras.....	64
3.5 Detalle de los procesos requeridos para fabricar la máquina.	64
3.5.1 Procesos de torno.....	64
3.5.2 Proceso de perforación	65
3.5.3 Proceso de corte.....	65
3.5.4 Proceso de suelda	65
3.6 Elementos de potencia y control.....	66
3.7 Máquina ensamblada	67
3.8 Calibración de la máquina	67
CAPITULO IV	71
ANÁLISIS ECONOMICO	71
4.1. Redacción de los gastos económicos	71

4.1.1. Costo de materia prima.....	71
4.1.2. Costo de tecnología.	72
4.1.3. Costos del especialista de la máquina.	72
4.1.4. Costo por servicio de obra.....	73
4.1.5. Costos directos.....	73
4.2. Costos indirectos.....	73
4.2.1. Costo de diseño.....	73
CAPITULO V	75
ANÁLISIS DE RESULTADOS	75
5.1. Cálculo del ensayo a fatiga por flexión rotativa del acero 1018 teórica.....	75
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	82
6.1Conclusiones.....	82
6.2 Recomendaciones	83
Referencias.....	84

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Factor a y b en base a su acabado superficial	19
Tabla 2.	Factor de tamaño según su diámetro en milímetros y pulgadas	19
Tabla 3.	FACTOR DE CONFIABILIDAD K_c	20
Tabla 4.	Propiedades mecánicas según el grado métrico del perno cabeza hexagonal.....	48
Tabla 5.	Límite de fatiga corregidos para pernos y tornillos con rosca lamida cabeza hexagonal	53
Tabla 6.	Características principales del motor activador del embrague.....	59
Tabla 7.	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL MOTOR.....	60
Tabla 8.	Instrumentos de calibración y medición empleados	66
Tabla 9.	Herramientas utilizadas	66
Tabla 10.	COSTOS DE MATERIA PRIMA DETALLADOS.....	71
Tabla 11.	COSTOS DE TECNOLOGÍA DETALLADOS Y DISPOSITIVO HIDRÁULICO.....	72
Tabla 12.	COSTOS POR EL DETERIORO DE LA MÁQUINA.....	72
Tabla 13.	COSTO DE MANO DE OBRA	73
Tabla 14.	DIRECTOS QUE SE EMPLEARON AL FABRICAR LA MÁQUINA.	73
Tabla 15.	COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN	74
Tabla 16.	Esfuerzo máximo a tracción del acero 1018 laminado en frio con vida finita	75
Tabla 17.	Datos teóricos vs datos experimentales	79
Tabla 18.	Datos obtenidos con carga constante para determinar la confiabilidad de la máquina	79
Tabla 19.	Cálculo del error relativo y absoluto de los 10 ensayos del acero 1018	79
Tabla 20.	Cálculo de varios parámetros para corroborar la confiabilidad de la maquina.....	80

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Falla de un perno por tensión cíclica	5
Figura 2.	Representación de las superficies de falla de un material de fatiga	7
Figura 3.	Rodamientos con desplazamiento vertical para que no intervenga en el momento.....	9
Figura 4.	Flexión rotativa en voladizo	10
Figura 5.	Flexión rotativa sobre dos apoyos	11
Figura 6.	Flexión rotativa sobre dos apoyos cargados	11
Figura 7.	Dispositivo de viga rotativa en voladizo.....	13
Figura 8.	Diagrama de Wholer, siendo “S” la firmeza a la fatiga y “N” el número de lapsos hasta la rotura	14
Figura 9.	Diagrama S-N del acero UNS G41300	15
Figura 10.	Fracción de firmeza a la fatiga	16
Figura 11.	Límites de firmeza a la fatiga por flexibilidad y rotación para diversos metales ferrosos	17
Figura 12.	Efecto de temperatura vs S_y vs sut	21
Figura 13.	Efecto temperatura vs esfuerzo del acero	22
Figura 14.	Materiales dando como resultado la sensibilidad a la ranura vs Radio de muesca.....	24
Figura 15.	Relación esfuerzo vs tiempo a) Esfuerzo de alta frecuencia debido a las pulsaciones, b) y c) son esfuerzos fluctuantes, d) Esfuerzo sinusoidal, e) Esfuerzos repetidos, f) Oscilante invertido.	25
Figura 16.	Coordenadas y puntos de corte que definen en términos de amplitud de esfuerzo y resistencia a la fatiga.	26
Figura 17.	R.R Moore.....	27
Figura 18.	Dimensiones de la probeta a utilizar en el ensayo	30
Figura 19.	Acople tipo Cardan	34
Figura 20.	Mandril de diámetro 16 milímetros	35
Figura 21.	Diagrama de fuerzas y reacciones.....	36
Figura 22.	Viga simple aplicando dos cargas simétricas	37
Figura 23.	Diagrama de esfuerzo cortante con apoyos simples y cargas idénticas.....	38
Figura 24.	Diagrama de momento con apoyos simples y cargas idénticas.....	38
Figura 25.	Comparación de las firmezas pequeñas a la rigidez y a la fluencia (HR) (CD).	39
Figura 26.	Firmeza de agotamiento de diferentes materiales a flexión.	39
Figura 27.	Eje para utilizar con diámetro de 30 milímetros.	42

Figura 28. Principales características de medición de rodamientos a utilizar del catálogo del fabricante SKF.....	
¡Error! Marcador no definido.	
Figura 29. Principales características mecánicas de rodamientos a utilizar del catálogo del fabricante SKF.....	¡E
rror! Marcador no definido.	
Figura 30. Elemento de acople flexible entre la transmisión y el eje de potencia	44
Figura 31. Dimensionamiento de la placa	45
Figura 32. Punto neutro de una placa rectangular, donde e es el espesor y c la mitad del espesor	46
Figura 33. Perno hexagonal M23x1.75 para uniones entre chumaceras y placa de fuerza.....	48
Figura 34. Estructura metálica del banco de pruebas.	55
Figura 35. Placa de fuerza donde se sitúa las chumaceras y el gato hidráulico.....	56
Figura 36. Estructura para anclar el soporte de transmisión de la maquina soldada con electrodo 6011 marca AG.....	56
Figura 37. Cardan soldado a una tuerca de 1 pulgada, el dispositivo se realizó a partir de 2 acoples universales de mando de media pulgada.	57
Figura 38. Dimensiones de la transmisión que se está utilizando.....	57
Figura 39. Transmisión cortada el eje	57
Figura 40. Base con transmisión de un piñón de lavadora Samsung de eje corto.	58
Figura 41. Base de montaje realizado varios procesos de manufactura para que acople de manera eficiente en la estructura metálica.	59
Figura 42. Motor activador de embrague.	60
Figura 43. Motor por utilizar.....	61
Figura 44. Banda de marca Beltco en V de 54.6 centímetros.....	61
Figura 45. Mandril de taladro de 21 milímetros para sujetar la probeta.....	62
Figura 46. Eje mandril 31 milímetros con eje truncado a 2.65 grados	62
Figura 47. Eje de 16 milímetros con punta en cono truncado de 2.7565 grados	63
Figura 48. Chumacera tipo Y modelo “P207” se emplean 4 de estas unidades.....	64
Figura 49. Diagrama de ejes, chumaceras, mandriles y probeta.....	67
Figura 50. Ensamble de los dos motores y la transmisión en la base de montaje.....	67
Figura 51. Se coloco la placa de fuerza.....	68
Figura 52. Se monto las chumaceras con los ejes.....	68

Figura 53. Se verifico que las chumaceras se encuentren simétricas con ayuda de un flexómetro con respecto a la mesa de trabajo.....	68
Figura 54. Se unieron los mandriles con los ejes.....	69
Figura 55. Se colocaron el cardan en la rosca de la transmisión	69
Figura 56. Se aseguro la base de montaje con la estructura rígida para evitar vibraciones y unir el cardan y fijar que este entre por completo entre la unión macho y hembra.....	69
Figura 57. Sujeción de la probeta en los mandriles y verificación que las conexiones	70
Figura 58. Se conecta y se pone en marcha la máquina.	70
Figura 59. Tiempo vs número de ensayos para analizar la dispersión de datos del ensayo, el cual fue sometido a carga constante.....	80

RESUMEN

El proyecto tecnológico actual se enfoca en la construcción de una máquina diseñada para someter a materiales dúctiles como el acero y aluminio a fatiga por flexión rotativa, siguiendo la normativa ASTM 466-15 como referencia inicial. Este dispositivo empleará un sistema mecánico con motor eléctrico y transmisión. El desarrollo del proyecto se basa en investigación exhaustiva, comparación de alternativas y diseño detallado de componentes clave como el acople flexible tipo cardán, encargado de transferir el momento desde la transmisión hasta el eje, además de contemplar un análisis de costos integral.

Para la selección de cada componente se realizaron cálculos estáticos y dinámicos, evaluando criterios de durabilidad, resistencia, factores de seguridad y condiciones mecánicas de operación. El diseño final de la máquina se llevó a cabo utilizando herramientas de software avanzadas como SolidWorks se utilizó para el análisis estructural de la base. Se estima que el dispositivo será capaz de realizar pruebas de fatiga con alta fiabilidad en los resultados obtenidos.

Palabras claves: Diseño CAD, Cálculos, costos de producción, universidad, fatiga, eficiencia, flexión, rotativa, dinámica

ABSTRACT

The current technological project focuses on the construction of a machine designed to subject ductile materials such as steel and aluminum to rotary bending fatigue, following the ASTM 466-15 standard as an initial reference. This device will employ a mechanical system with an electric motor and transmission. The project development is based on thorough research, alternative comparison, and detailed design of key components such as the flexible coupling known as a cardan joint, responsible for transferring torque from the transmission to the shaft, along with comprehensive cost analysis.

Each component was carefully selected through a rigorous process that included both static and dynamic calculations, considering key factors like durability, strength, safety margins, and operating conditions. The final machine design was brought to life using advanced software tools, with SolidWorks playing a key role in the structural analysis of the base. The device is expected to perform fatigue tests with a high level of reliability, ensuring accurate and dependable results.

Keywords: CAD design, calculations, production costs, university, fatigue, efficiency, rotary bending, dynamics.

INTRODUCCIÓN

En la industria, la calidad de los ejes es fundamental, por lo que es necesario conocer el fondo de debilidad por flexión giratoria al que pueden ser sometidos. La necesidad de mantener un entorno adecuado ha impulsado la exploración continua de innovaciones tecnológicas que optimizan los procesos de caracterización de materiales, lo cual es crucial para garantizar un funcionamiento óptimo y un factor de seguridad adecuado.

Dentro de este marco, el proyecto se centra en desarrollar una máquina capaz de someter a fatiga por flexión rotativa a materiales dúctiles, como el acero y el aluminio, basándose en normas internacionales como las de la ASTM. Este proyecto está destinado a mejorar y agilizar los procedimientos de caracterización de dichos materiales. Este dispositivo representa una solución innovadora diseñada para acrecentar la eficiencia, comprimir costos y certificar ensayos con una alta tasa de confiabilidad, de manera que los resultados obtenidos informen a la industria y orienten en la selección de los ejes que se deben usar en los procesos de manufactura.

A lo largo del desarrollo del proyecto, se investigan y formulan los procesos de investigación y diseño para esta máquina, incluyendo aspectos mecánicos, para garantizar un rendimiento óptimo.

La clave de este proyecto es dar a la industria una herramienta que agilice las operaciones, mejorando así la calidad del servicio, reduciendo los tiempos de procesamiento y minimizando los costos operativos. La investigación y el diseño de este dispositivo representan un avance significativo, contribuyendo a un entorno más seguro y cómodo para los operarios.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La industria ecuatoriana enfrenta actualmente diversos desafíos, uno de los cuales es la carencia de equipos para caracterizar materiales sometidos a cargas por flexión giratoria. Esta situación genera las siguientes interrogantes:

¿Es posible mejorar el proceso de caracterización de materiales sometidos a cargas por flexión giratoria en el Ecuador, mediante un óptimo diseño de una máquina?

¿El acople de la transmisión hacia el eje debe ser rígido o semiflexible?

¿Puede determinarse el costo beneficio de la fabricación de esta máquina con respecto a una importada desde la china?

¿Será sencillo el mantenimiento de la máquina?

¿Las vibraciones del motor afectan a los resultados obtenidos durante el ensayo?

Justificación de la investigación

En la actualidad la industria metalúrgica debe realizar pruebas a los diferentes materiales, como por ejemplo a ejes de transmisión si resistirán el esfuerzo al que se va a someter, en Ecuador existe el agente de regulación y control de ensayos el cual se denomina Servicio ecuatoriano de normalización INEN que forma parte del estado, es decir es de ordenanza pública. El presente proyecto busca una alternativa a los ensayos cargas por flexión giratoria con el diseño y simulación de una maquina capaz de otorgar datos exactos, brindando un diseño sencillo y económico, con el objetivo de lograr disminuir tiempo de espera para las compañías que su oficio es la importación o fabricación materiales que puedan ser sometidos a este ensayo. Actualmente existen diversas maquinas industriales para realizar este ensayo en el Ecuador, pero en su mayoría son importadas, este proyecto busca fabricar localmente este tipo de maquinaria para abaratar costos y facilitar el acceso, dando así una facilidad a la pequeña y mediana empresa, se estima que los precios en el mercado de estas máquinas están entre 9000\$ a 11000\$, por ello es importante la propuesta ya que busca reducir estos precios al ser fabricadas localmente.

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y construir una máquina de ensayo sometidos a fatiga por flexión rotativa con capacidad de 294 N·m.

Objetivos específicos

- Identificar la necesidad y viabilidad técnica de fabricar la máquina de ensayos a fatiga por flexión rotativa con capacidad de 294 N·m para la Universidad Politécnica Salesiana campus sur.
- Seleccionar una alternativa viable para el desacople del eje del motor con el eje de la probeta.
- Diseñar los componentes para la máquina de ensayos a fatiga por flexión rotativa con ayuda del software SolidWorks.
- Validar el funcionamiento mediante pruebas con 5 materiales dúctiles y comparar los resultados con datos existentes de una máquina semejante del laboratorio de resistencia de materiales la Universidad Politécnica Salesiana campus sur.
- Evaluar la factibilidad financiera de la implementación de la máquina de ensayos a fatiga por flexión rotativa en la Universidad Politécnica Salesiana.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Definición de fatiga

La fatiga en componentes mecánicos es un desgaste silencioso. En lugar de fallar de golpe, este puede sucumbir a la fatiga, un deterioro gradual causado por esfuerzos repetitivos. Imagina un material sometido a cargas que varían con el tiempo, como si lo doblaran y desdoblaran constantemente. Aunque la fuerza individual sea menor a la que lo rompería de un solo golpe, la repetición de estos esfuerzos deja pequeñas marcas, como cicatrices. Con el tiempo, estas marcas se convierten en grietas microscópicas que van aumentando con cada ciclo de esfuerzo, debilitando el componente hasta que finalmente se rompe. La norma ASTM lo define como un asunto de cambio en la estructura el cual genera grietas en la sección de la materia sometida a tensiones variables. Estas grietas, al crecer, provocan la falla total del componente tras un número determinado de ciclos [1].

1.1.1. Falla por fatiga

Se caracteriza por las siguientes etapas:

- **Iniciación:** Se forman microgrietas, generalmente en puntos de concentración de esfuerzos, como muescas o cambios bruscos de sección.
- **Propagación:** A medida que el material se somete a cargas cíclicas, las microgrietas aumentan de tamaño con cada ciclo, lo que provoca un debilitamiento gradual del componente.
- **Ruptura final:** Al alcanzar un tamaño crítico, la grieta compromete la integridad del componente, conduciendo a una falla súbita e irreversible.

La duración de cada etapa de fatiga está sujeta a una amplia variabilidad, influenciada por factores como la ductilidad del material, el tiempo de carga, la fuerza aplicada, la forma del componente, la temperatura ambiente y la presencia de imperfecciones en la superficie [1].

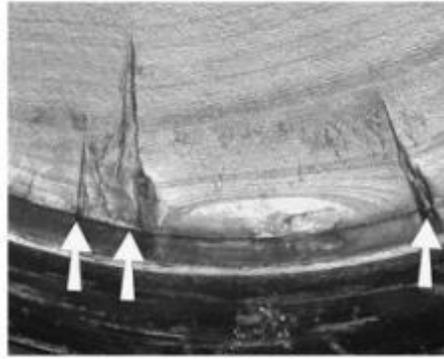


Figura 1. Falla de un perno por tensión cíclica [1].

1.2 Fatiga en materiales dúctiles

Una constante fundamental es que las propiedades varían considerablemente entre diferentes elementos como, por ejemplo, metales como el acero y el aluminio son más propensos a este tipo de falla como los polímeros. La magnitud y frecuencia de la carga nos dice que cuanto mayor sean, menor será la falla. La geometría del componente depende directamente de la presencia de concentradores de esfuerzos, como muescas o cambios bruscos de sección, esto aumenta la probabilidad de falla por fatiga. El ambiente es un factor que va de la mano con, la corrosión del material, como ejemplo los ejes de transmisión de lavadoras Whirlpool que se deterioran con mayor rapidez [2].

1.2.1. Prevenir la falla por fatiga

Elegir materiales para las aplicaciones críticas, al igual que un diseño cuidadoso para evitar concentradores de esfuerzos como, por ejemplo, en esquinas a noventa grados del componente. Además, inspeccionar periódicamente el elemento para detectar grietas y aplicar medidas correctivas cuando sea necesario, con el objetivo de reducir las cargas si el factor de seguridad no es el adecuado, claro mientras sea posible [2].

1.3 Fases antes de llegar al fallo por fatiga

Este proceso se lleva a cabo en tres fases, las cuales son:

- Nucleación
- Propagación
- Rotura

1.3.1. Nucleación

En los metales, ocurre un fenómeno conocido como fatiga cuando el nivel de esfuerzo aplicado se sitúa por debajo de su límite elástico[4]. Donde, se observa la deformación extensa hasta que el metal alcanza un punto de endurecimiento suficiente para resistir la tensión aplicada. Este punto suele localizarse en áreas de alta fluctuación de tensión, como la superficie exterior o en regiones donde se concentran tensiones, tales como entenallas, rayaduras y poros [3].

El primer efecto observable de la fatiga del metal es la aparición de bandas deslizantes altamente localizadas en monocristales en el primer ciclo, a disposición que continúa el ciclo, se forman nuevas bandas deslizantes que se extienden en franjas y la dureza del material entre las bandas deslizantes aumenta gradualmente debido a la deformación.

Simultáneamente, las fisuras microscópicas empiezan a formarse en direcciones coincidentes con las bandas de deslizamiento. Estas fisuras individuales crecen en tamaño, y a medida que se fusionan con otras fisuras, forman grupos hasta alcanzar un tamaño microscópico considerable. Mientras que los cristales más frágiles se encuentran usualmente cerca de la superficie, o cara externa. Estos se deben por la ampliación local de tensión ocasionado por una discontinuidad [4].

En materiales dúctiles con ciertas discrepancias, se considera que la fase de nucleación es similar en ensayos de fatiga.

1.3.2. Propagación

La propagación es una fase crítica en el análisis de una probeta de metal sometida a un ensayo de fatiga. Durante este proceso, las fisuras microscópicas que se han iniciado en etapas anteriores de la fatiga comienzan a expandirse gradualmente a lo largo del material. Este fenómeno es especialmente relevante en la prueba de integridad mecánica de elementos sometidos a cargas cíclicas, como estructuras de ingeniería y piezas mecánicas, ya que la propagación de las fisuras puede eventualmente llevar a la falla catastrófica del material [5].

La velocidad y el patrón de propagación de las fisuras durante esta etapa pueden variar según factores como la composición del material, la magnitud del esfuerzo aplicado, la presencia de defectos iniciales y la temperatura ambiente. Por lo tanto, comprender y predecir el comportamiento de la propagación de fisuras es esencial para diseñar estructuras y componentes que puedan resistir las demandas mecánicas a las que estarán expuestos durante su vida útil.

Desarrollar modelos y técnicas de monitoreo que permitan detectar y gestionar de manera efectiva el crecimiento de las fisuras, contribuyendo así a mejorar la fiabilidad y estabilidad de los mecanismos y maquinarias [6].

1.3.3. Rotura

La etapa de rotura es el desenlace inevitable en el ensayo de fatiga de una probeta de metal. Después de sufrir un proceso de propagación de fisuras, el material finalmente alcanza un punto crítico en el que la integridad estructural se ve comprometida y se produce una fractura completa. Este momento marca las condiciones de carga cíclica a las que ha sido sometido, y puede ser identificado mediante técnicas de monitoreo como la observación visual o el análisis de señales de vibración [6].

La rotura puede ocurrir de manera súbita y sin previo aviso, especialmente en materiales que exhiben comportamiento frágil. Sin embargo, en otros casos, la fractura puede precederse de señales de advertencia, como un aumento repentino en la tasa de propagación de fisuras o la aparición de ruidos anómalos durante la carga. Comprender los mecanismos que conducen a la rotura y desarrollar métodos para predecirla y prevenirla son objetivos fundamentales en el diseño de estructuras y componentes que deben resistir cargas cíclicas en aplicaciones industriales y de ingeniería [6].

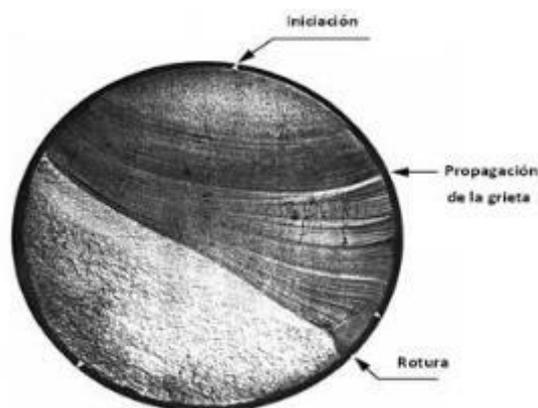


Figura 2. Representación de las superficies de falla de un material de fatiga [7].

1.4 Tipos de fallo por esfuerzo a fatiga

Comprender la conducta de materiales y estructuras sometidos a condiciones de carga cíclica.

1.4.1. Fallo por cargas axiales

Durante estos ensayos, las muestras de material son sometidas a cargas axiales alternantes, simulando las condiciones reales a las que estarán expuestas en su aplicación práctica. Los fallos por cargas axiales en ensayos de fatiga pueden manifestarse de diversas formas, como la fractura por fatiga progresiva, donde las fisuras se propagan gradualmente a lo largo del material hasta la fractura completa, o la fractura por fatiga súbita, que ocurre de manera abrupta y sin advertencia previa [8]. La comprensión de estos fallos es crucial para el diseño de ejes que puedan resistir las demandas mecánicas a las que estarán sujetas durante su vida útil.

1.4.2. Fallos por flexiones planas

Estos fallos se manifiestan típicamente como el desarrollo y propagación de fisuras a lo largo de las regiones sometidas a tensiones máximas, como la superficie convexa de la pieza. Durante el ensayo de fatiga, la aplicación repetida de fuerzas de flexión puede provocar la formación y crecimiento gradual de fisuras, debilitando progresivamente el material, y este terminara cuando finalmente se produzca la fractura completa [8].

En la fractura por fatiga progresiva, las fisuras se propagan gradualmente a lo largo del material debido a las fluctuaciones de esfuerzo inducidas por la flexión cíclica, hasta que alcanzan un tamaño crítico que conduce a la fractura total. Por otro lado, la fractura por fatiga retardada se caracteriza por un retraso en el inicio de la fractura cuando este próximo a un cierto número de ciclos de carga, seguido de un rápido crecimiento de las fisuras y la consecuente fractura final [3].

1.4.3. Fallos por flexión rotativa

Estos fallos se manifiestan cuando las muestras experimentan ciclos repetidos de flexión y torsión, lo que puede provocar la formación y propagación de fisuras en regiones sometidas a tensiones máximas, especialmente en áreas donde la torsión es más significativa. Durante el ensayo de fatiga, las fuerzas de flexión rotativa aplicadas repetidamente pueden debilitar gradualmente el material, conduciendo al desarrollo de fisuras y, eventualmente, a la fractura completa.

Pueden manifestarse de diversas formas, como la fractura por fatiga progresiva y la fractura por fatiga retardada. En la fractura por fatiga progresiva, las fisuras se propagan gradualmente a lo largo del material debido a las fluctuaciones de esfuerzo inducidas por la flexión rotativa cíclica, hasta que alcanzan un tamaño crítico que resulta en la fractura total [9].

Por otro lado, la fractura por fatiga retardada se caracteriza por un retraso en el inicio de la fractura un cierto número de revoluciones de carga, seguido un crecimiento acelerado de las fisuras y la consiguiente fractura final.

1.5 Ensayo por flexión rotativa

El ensayo por flexión rotativa es un método de prueba mecánico para evaluar el comportamiento de materiales dúctiles y frágiles bajo cargas cíclicas. Este ensayo se emplea para calcular la firmeza a la fatiga de un elemento, como capacidad para soportar cargas repetitivas sin fallar, una de las principales aplicaciones es en ejes de transmisión [10].

1.5.1. Principio de funcionamiento

Una probeta cilíndrica o prismática se sujeta a un extremo de un mandril giratorio. El otro extremo de la probeta se pone a prueba de una carga constante, generalmente en forma de un peso o un sistema de resortes, a medida que la probeta gira, se flexiona repetidamente, generando esfuerzos de tensión y compresión en su superficie [10].

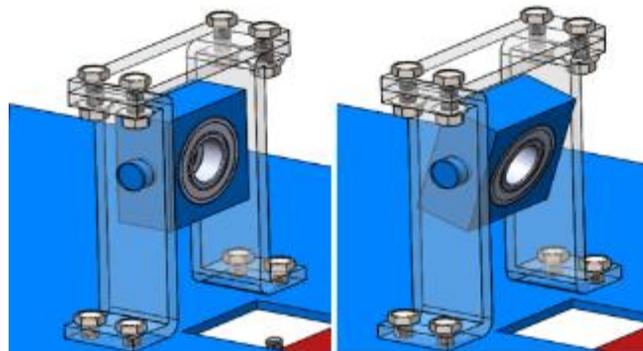


Figura 3. Rodamientos con desplazamiento vertical para que no intervenga en el momento [10]

1.5.2. Aplicación de carga

El principio de empotramiento de una probeta se caracteriza por estar fijada rígidamente en uno de sus extremos, mientras que el otro extremo queda libre para deformarse. Esta condición de

restringe el movimiento rotacional del extremo fijo, generando una distribución de esfuerzos y momentos específica a lo largo de la probeta [11]. La distribución lineal del momento de Flexión (M), en este caso de una probeta empotrada inmoviliza a una carga P aplicada en el extremo independiente, el instante de flexión cambia linealmente con el trayecto del dispositivo considerado en aplicación de esfuerzo. Esta relación lineal se expresa como y puede observarse en la figura siguiente:

$$M = P \cdot l \quad (1)$$

Donde:

M: Momento de flexión en la sección considerada (N·m)

P: Carga aplicada en el extremo libre (N)

l: Distancia desde la sección considerada al extremo fijo (m)

En una probeta apoyada en sus dos extremos con carga central, el momento de flexión presenta un valor constante en la sección central, facilitando el análisis de esfuerzos y deformaciones en esa zona como se puede observar en la figura 4.

Una carga puntual en dos nodos produce un momento flector constante a lo largo de la muestra que es semejante a la multiplicación de la fuerza multiplicada por la distancia donde se aplica el peso, como se muestra en la Figura 5.

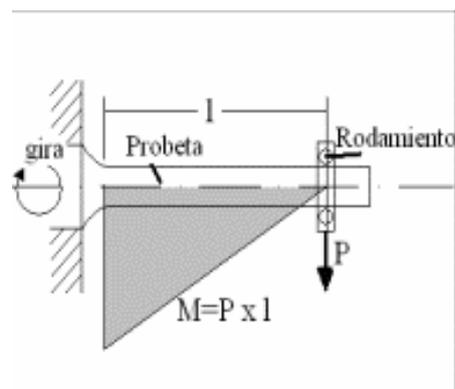


Figura 4. Flexión rotativa en voladizo [11]

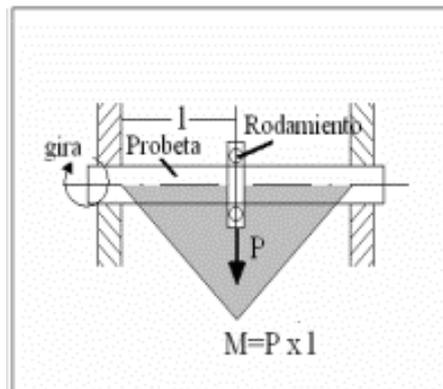


Figura 5. Flexión rotativa sobre dos apoyos [11]

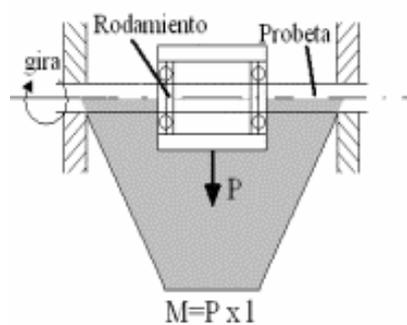


Figura 6. Flexión rotativa sobre dos apoyos cargados [11]

Esta máquina, a pesar de su utilidad a poner a prueba la resistencia a fatiga de materiales, presenta dos limitaciones importantes:

Limitación a probetas cilíndricas

Este método sólo es aplicable a muestras cilíndricas. La geometría permite una distribución uniforme de las tensiones en toda la muestra, facilitando.

La probeta solo puede ser sometida a esfuerzos alternantes, es decir, a ciclos de carga y descarga repetitivos. Esto se debe a que la máquina está diseñada para medir la resistencia a la fatiga, un fenómeno que se produce bajo este tipo de cargas.

La velocidad de rotación de la probeta varía entre 1000 y 6100 revoluciones por minuto (rpm) esto dependerá del diseño, mientras que el soporte de la Probeta se sujeta a un eje montado sobre una chumacera de bolas, lo que garantiza un desplazamiento radial y minimiza la fricción. Además, el eje de carga vertical debe estar rigurosamente alineado aplica fuerza sobre la probeta, permitiendo una flexión controlada, aplicando esto se puede obtener datos exactos en

la práctica, asimismo los rodamientos de bolas orientable en el eje de carga permiten que la probeta se flexione libremente sin restricciones, ya que no se debe aplicar apoyos extra que sostengan la fuerza perpendicular. Igualmente, los esfuerzos que actúan sobre las fibras de la probeta varían en función del tiempo siguiendo una ley sinusoidal. Esto significa que los esfuerzos aumentan y disminuyen gradualmente, simulando condiciones reales de carga cíclica. El valor medio de los esfuerzos es nulo, lo que implica que la probeta no experimenta una carga constante durante el ensayo. Mientras que la amplitud de la variación del esfuerzo es máxima en las fibras externas de la probeta, ya que son las más alejadas del eje neutro y, por lo tanto, las más solicitadas, por lo cual se realiza un diámetro menor en el centro de la pieza.

La fórmula de Navier para el cálculo establece que el valor de la fibra externa, que relaciona con el esfuerzo, el momento flector, el radio de la probeta y la inercia de un área transversal. Se destaca debido a que la frecuencia de las revoluciones se mantiene constante durante todo el ensayo, permitiendo controlar el número de revoluciones de carga cuales son sometidos la probeta.

1.5.3. Tipos de Ensayos por Flexión Rotativa

Existen dos tipos principales de ensayos por flexión rotativa

- Ensayo a flexión rotativa simétrica: Generando una distribución uniforme a lo largo de la longitud de la probeta como se ilustra en la figura 7.
- Ensayo a flexión rotativa excéntrica: La carga se aplica fuera del centro del eje longitudinal de la probeta, generando una distribución no uniforme a lo largo de la probeta.



Figura 7. Dispositivo de viga rotativa en voladizo [1]

Durante un ensayo por flexión rotativa, se miden diversos parámetros para evaluar la resistencia al agotamiento del material, incluyendo:

- Número de ciclos a la rotura (N): El número de repeticiones de carga a los que la probeta falla.
- Esfuerzo máximo de flexión (σ_{max}): El valor máximo del esfuerzo de flexión aplicado a la probeta durante el ensayo.
- Esfuerzo medio de flexión (σ_m): El valor promedio del esfuerzo de flexión aplicado a la probeta durante el ensayo.
- Amplitud de esfuerzo ($\Delta\sigma$): La diferencia entre el delta de los esfuerzos son aplicados a la probeta durante el ensayo.

1.5.4. Curva de Wöhler

Por flexión rotativa se utilizan para construir curvas de fatiga, que representan la analogía entre el número de revoluciones a la rotura y el esfuerzo aplicado. Estas curvas permiten determinar la firmeza a la fatiga del elemento a diferentes niveles de esfuerzo [12].

En la siguiente figura se observan tres rangos de vida, los cuales son

- Rango de vida finita; esta región está definida por tener un 99 % de probabilidad de fractura, es decir que la probeta en varios ensayos en su totalidad se fractura en el mismo número de rpm.
- Rango de vida infinita; esta región la curva tiene la posibilidad del 1 % de fracturarse, esto se debe a que trabaja en un rango de ciclos y esfuerzos menores a las que esta dimensionada.
- Rango de evolución; esta es la parte donde se define el número de revoluciones que llevara al elemento a la fractura.

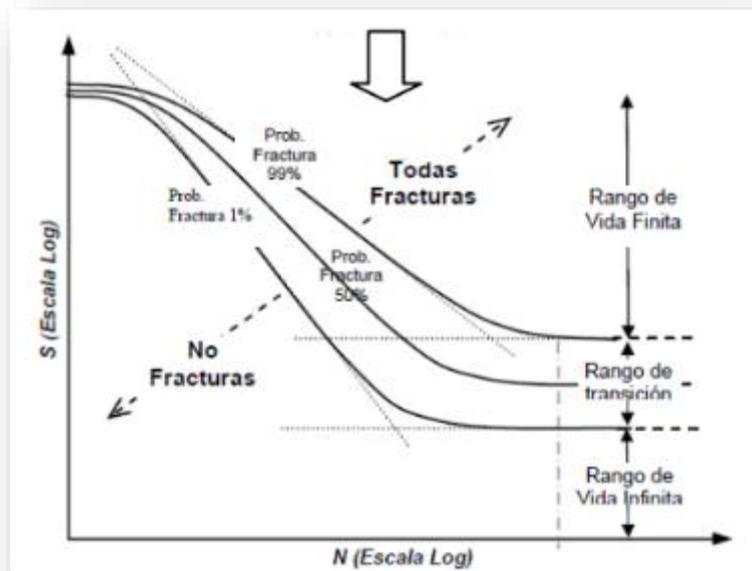


Figura 8. Diagrama de Wohler, siendo “S” la firmeza a la fatiga y “N” el número de lapsos hasta la rotura [13]

Los diagramas S-N, también conocidos como curvas de Wöhler, son un método gráfico ampliamente utilizado para representar el comportamiento de materiales dúctiles y frágiles ante cargas cíclicas. Estos diagramas permiten visualizar la relación entre el nivel de esfuerzo máximo aplicado a un material (σ_{max}) y el número de revoluciones de carga (N) que puede soportar antes de fallar [14].

En el eje vertical de los diagramas S-N se representa el esfuerzo máximo (σ_{max}), por lo tanto, el eje horizontal se muestra el número de lapsos a la rotura (N). Cada punto en la curva

representa un ensayo realizado con un nivel de esfuerzo específico y el número de lapsos correspondiente a la rotura del material.

La curva de Wöhler generalmente presenta una tendencia descendente, lo que indica es el aumento del número de ciclos de carga, el esfuerzo máximo cual material puede soportar sin fallar disminuye. Esta relación se debe al fenómeno de la fatiga, un proceso gradual de debilitamiento del material debido a la acumulación de micro fisuras como consecuencia de las cargas cíclicas. Un aspecto fundamental de este diagrama es el aguante a la fatiga del elemento [15]. Se puede apreciar como el número máximo de esfuerzo que el material puede resistir sin fallar a un número determinado de ciclos generalmente 10^7 o 10^8 ciclos [12]. Este valor se encuentra en la intersección de la curva de Wöhler con el eje horizontal, correspondiente a la cantidad de ciclos elegida.

1.5.5. Método del esfuerzo-vida

Este diagrama representa herramientas valiosas para el diseño de mecanismos sometidos a cargas cíclicas, debido a que permiten estimar cuanto durara el material bajo diferentes cargas. Además, son útiles para la selección de materiales adecuados para aplicaciones específicas, considerando su resistencia a la fatiga y otras propiedades mecánicas [16].

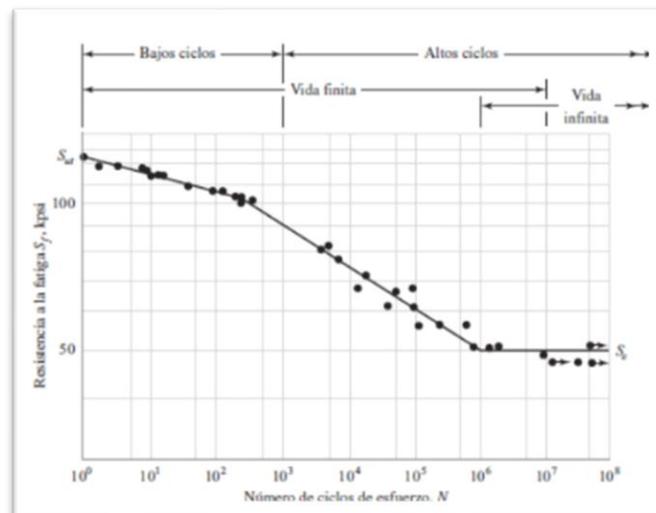


Figura 9. Diagrama S-N del acero UNS G41300 [16].

El punto de 1×10^6 ciclos en la curva de Wöhler proporcionan una información valiosa sobre el comportamiento a largo plazo del material ante cargas cíclicas. Si el material puede soportar este número de revoluciones sin fallar para una carga específica, se considera que ha alcanzado un estado de "vida infinita" para ese nivel de esfuerzo.

$$Sf = aN^b; a = \frac{(f_{sut})^2}{S_e}; \text{ y } b = -\frac{1}{3} \log \frac{f_{sut}}{S_e} \quad (2)$$

Donde:

N: Es el número de ciclos

a y b: son dependen del material seleccionado

f: Es representado por la figura siguiente

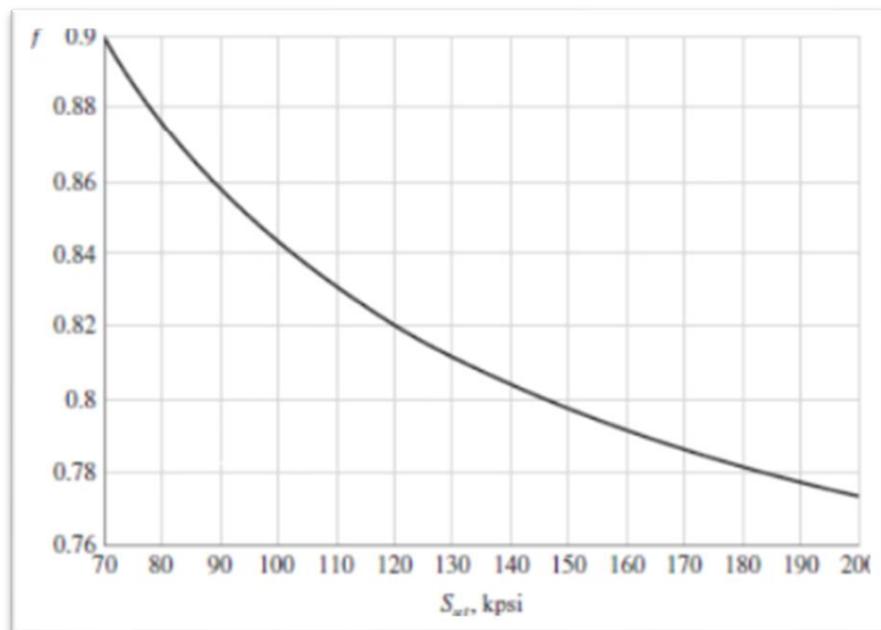


Figura 10. Fracción de firmeza a la fatiga [16]

1.6 Última resistencia a la fatiga

Con base en los resultados experimentales, se determinó como una aproximación del S_e , que es aproximadamente 0,5 del valor de S_{ut} [9].

Libros como cálculos de elementos de máquinas afirman que este es un valor adecuado para aceros de bajo y medio carbono bajo tensión que no requieren un factor de seguridad alto [8]. Esta relación es válida sólo si $S_{ut} < 1400\text{MPa}$. se refieren a los límites de fatiga del material bajo prueba cuando se somete a carga reversible.

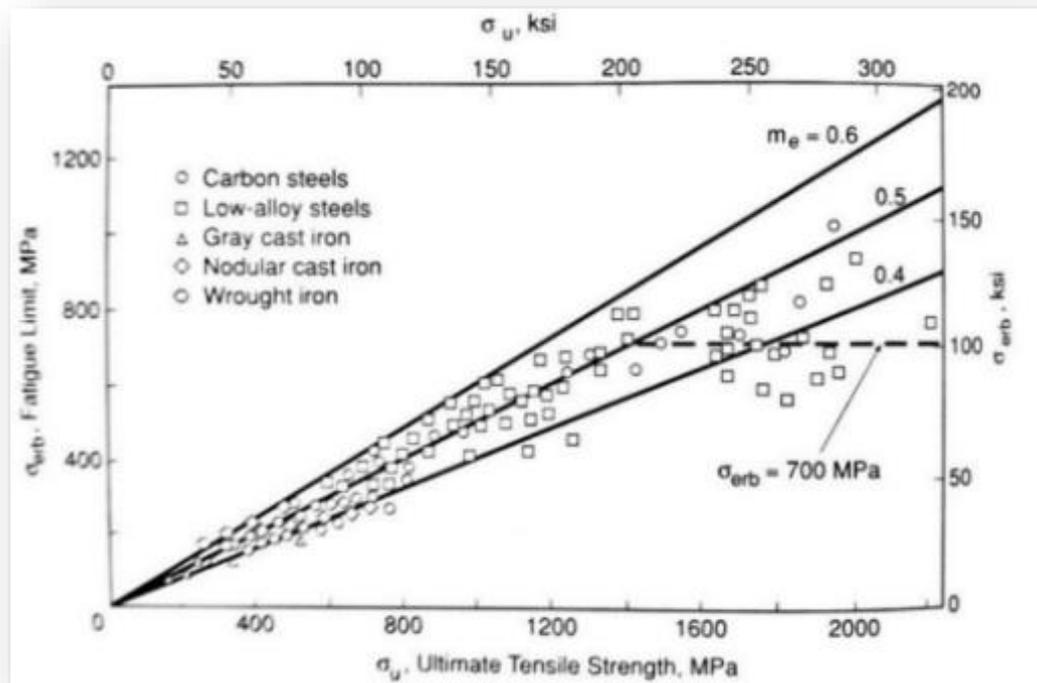


Figura 11. Límites de firmeza a la fatiga por flexibilidad y rotación para diversos metales ferrosos [17].

1.6.1. Factores modificadores que afectan

Los elementos modificadores que influyen en la firmeza a la fatiga son diversos y fundamentales para comprender cómo los materiales responden a las cargas cíclicas a lo largo del tiempo. Entre estos factores se encuentran las características intrínsecas del material, como su composición química, microestructura y tratamiento térmico [17].

Por ejemplo, la presencia de inclusiones, porosidades o discontinuidades internas puede actuar como puntos de concentración de tensiones, acelerando el inicio y la propagación de fisuras durante el ensayo de fatiga. Además, la rugosidad de la superficie y las situaciones climáticas, como la temperatura y la humedad, también pueden influir en la resistencia a la fatiga, ya que afectan la propagación de las fisuras y la afirmación del material a las cargas cíclicas.

Otro factor determinante es el boceto y la espacial de la pieza o estructura, así como el tipo de carga aplicada. Las discontinuidades geométricas, como cambios bruscos de sección transversal o puntos de concentración de tensiones, pueden aumentar la susceptibilidad a la fatiga. Del mismo modo, la magnitud y la frecuencia de la carga, así como la presencia de cargas residuales o fluctuantes, son factores que deben considerarse, ya que pueden influir significativamente[1]. Estos modificadores son esencial para diseñar estructuras y componentes que puedan resistir eficazmente las condiciones de carga cíclica y prolongar su vida útil de manera segura y fiable.

Mientras en el texto ilustrado de diseño en ingeniería mecánica del autor Shigley el límite modificado se obtiene con la siguiente formula, es sacando lo primordial de cada aspecto[18].

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_f * K_e * S'_e \quad (1)$$

Donde:

K'_a = Factor de superficie.

K'_b = Factor de tamaño.

K'_c = Factor de confiabilidad.

K'_d = Factor de temperatura.

K'_f = Factor de concentración de tensiones

K'_e = Factor de efectos diversos

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

1.6.2. Factor de superficie K_a

La probeta que se someterá al tanteo de agotamiento por flexión rotativa debe tener un área altamente pulida en dirección axial, con el objetivo de asumir al máximo cualquier tipo de rayaduras radiales del proceso de maquinado.

Este factor depende del nivel de calidad que se ha llevado a cabo en el área, y su firmeza a la tensión.

$$k_a = a(sut)^b \quad (3)$$

Tabla 1. Factor a y b en base a su acabado superficial [18]

Acabado superficial	Factor a	
	Sutr (kpsi)	Sutr (Mpa)
Esmerilado	1.34	-0.085
Maquina o laminado de frio	2.7	-0.256
Laminado caliente	14.4	-0.718
Como sale de la forja	39.9	-0.995

1.6.3. Factor de tamaño Kb

Es asociado con el diámetro específico de la pieza, si esta misma es de gran tamaño, se necesitará emplear un factor para comprimir los esfuerzos, por el motivo que entre más volumen tenga la pieza, existirá mayor probabilidad de existir defectos en el material.

En la siguiente tabla se observa el valor de Kb según el diámetro de la probeta.

Tabla 2. Factor de tamaño según el diámetro en milímetros y pulgadas [5]

Kb	Diámetro	
	Menor	Mayor
$\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107}$	0.11 in	2 in
$(0.91d)^{-0.157}$	2 in	10 in
$\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$	2.79 mm	51 mm
$(1.51d)^{-0.157}$	51 mm	254 mm

Esta tabla únicamente tiene validez para geometrías circulares y que se encuentren girando, la primera formula de la tabla se utiliza cuando el diámetro este en el rango $0.11 \leq d \leq 2$, y de manera progresiva con las restantes.

1.6.4. Factor de confiabilidad Kc

La resistencia al estrés varía entre individuos. Esta variabilidad se mide con una desviación estándar del 8%. Como consecuencia, la corrección de confiabilidad puede formular de la siguiente manera

$$Kc = 1 - 0.08Z_a \quad (4)$$

Donde Z_a están tabulados en la siguiente tabla.

Tabla 3. Factor de confiabilidad Kc [5]

Confiabilidad %R	Z_a	Factor de confiabilidad
0.50	0	1
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620

1.6.5. Factor de calor kd

En condiciones de trabajo con bajo calor, las fracturas frágiles son propensas a ocurrir a temperatura ambiente. Sin embargo, la operación supera la temperatura ambiente, se requiere una investigación exhaustiva, ya que la resistencia a la fractura disminuye drásticamente. Bajo estas condiciones, cualquier tensión puede desencadenar la fluencia plástica del material. Por lo tanto, para materiales que se trabaja en altas temperaturas, es fundamental considerar este factor. Cabe destacar que la vida útil por fatiga puede ser ilimitada si se emplea un material adecuado para trabajar a altas temperaturas [5].

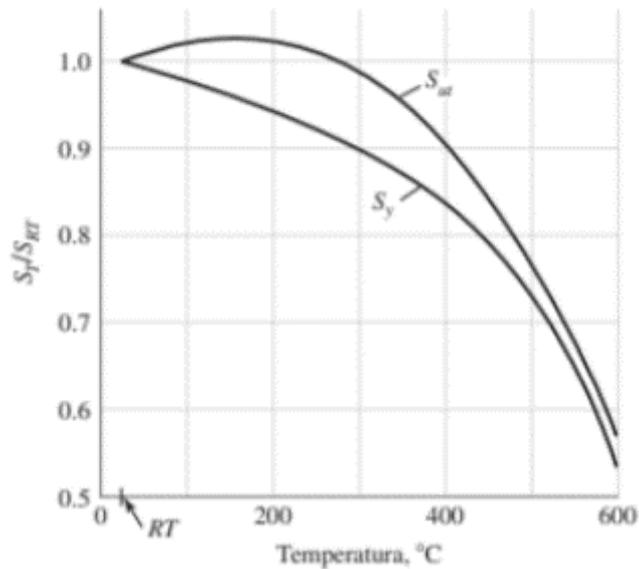


Figura 12. Efecto de temperatura vs S_y vs S_{ut} [19].

El factor de temperatura k_d es una medida crítica en ingeniería mecánica que describe cómo varía la resistencia de un material con cambios en la temperatura. En esencia, representa la sensibilidad de un material a las fluctuaciones térmicas, lo que es crucial para predecir el comportamiento estructural de componentes mecánicos sometidos a diferentes condiciones ambientales [19].

El factor de temperatura juega un papel crucial en el análisis de fatiga y durabilidad, la vida útil de un elemento se ve significativamente afectada por las variaciones de temperatura. En el ámbito de la ingeniería mecánica, la comprensión y aplicación precisa de este factor es crucial para asegurar la integridad estructural y la confiabilidad de los sistemas mecánicos en una amplia gama de aplicaciones industriales [19].

Cuando se tiene de dato el esfuerzo límite a fatiga en un punto de temperatura ambiente, entonces se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$K_d \frac{ST}{SR} \quad (5)$$

Siendo ST y SR datos tabulados a continuación

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Figura 13. Efecto temperatura vs esfuerzo del acero [19].

1.6.6. Factor de efectos varios k_e

Este factor tiene en cuenta una serie de efectos diversos que pueden afectar el rendimiento y la fiabilidad de un componente mecánico. Estos efectos pueden incluir variaciones en las condiciones de carga, la geometría del componente, el acabado superficial, la temperatura de operación y otros factores ambientales. Se utiliza para ajustar la resistencia en función de estos efectos, lo que permite una evaluación más precisa de su resistencia de cargas y condiciones de servicio específicas [19].

En esencia, es una herramienta vital para garantizar que los elementos de máquinas diseñados cumplan con los estándares de seguridad y rendimiento requeridos en una amplia variedad de aplicaciones industriales. Su cálculo y aplicación adecuados son fundamentales para mejorar la durabilidad y la confianza de los métodos mecánicos en funcionamiento.

1.6.7. Factor de tensiones concentradas K_f

Una medida esencial ingeniería mecánica que cuantifica cómo las irregularidades geométricas en un componente mecánico pueden aumentar localmente las tensiones en comparación con las tensiones nominales calculadas teóricamente. Estas irregularidades pueden ser agujeros,

muescas, cambios bruscos de sección transversal u otros detalles de diseño que generan un aumento de tensiones en esas áreas específicas [20]. Se utiliza para ajustar las tensiones calculadas en el diseño de componentes mecánicos, lo que admite una estimación más exacta de la resistencia del material y la integridad estructural del sistema. Comprender y considerar es fundamental para diseñar componentes mecánicos seguros y confiables, especialmente en aplicaciones donde las tensiones elevadas pueden conducir a fallas prematuras debido a la concentración en puntos críticos del componente. Por lo tanto, en ingeniería mecánica, el análisis juega un rol importante en la evaluación del rendimiento y la durabilidad de los sistemas mecánicos en una variedad de aplicaciones industriales.

1.7. Concentradores de sensibilidad mediante el esfuerzo en una muesca

Son conceptos cruciales en el diseño de componentes mecánicos sometidos, en este tipo, se aplican cargas cíclicas repetidas a un componente mientras se somete a flexión, lo que puede provocar la formación de grietas y, eventualmente, la falla del material. La concentración del esfuerzo se refiere a la amplificación localizada de las tensiones en áreas donde existen irregularidades geométricas, como muescas o discontinuidades, lo que aumenta significativamente la probabilidad de inicio de fisuras bajo cargas cíclicas[21]. Por otro lado, la sensibilidad a la muesca describe la respuesta del material a la presencia de estas discontinuidades, donde materiales con mayor sensibilidad son más propensos a experimentar un aumento significativo en la concentración de esfuerzos y, por lo tanto, reducción. Por lo tanto, el diseño y análisis de componentes sujetos a este tipo de ensayo, es crucial considerar tanto donde se sitúa el esfuerzo como la muesca para garantizar cuanto tiene de durabilidad e integridad estructural del sistema.

La tensión máxima por un esfuerzo de entalla se puede representar por la siguiente ecuación

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 K_f \quad (6)$$

$$\tau_{\max} = \tau_0 K_{fs} \quad (7)$$

Debido al valor reducido de Kt , y la presencia de Kf , conocido como un elemento que altera a otro de concentración de tensiones de fatiga el valor de Kf es típicamente menor que Kt . Esta

reducción se atribuye al cambio de diámetro en esa sección específica de la probeta. Esta relación se puede expresar de la siguiente manera:

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo de la pieza con muesca}}{\text{Esfuerzo de la pieza sin muesca}} \quad (8)$$

La sensibilidad de la muesca esta dado por:

$$q = \frac{-1 + K_f}{-1 + K_t} \quad (9)$$

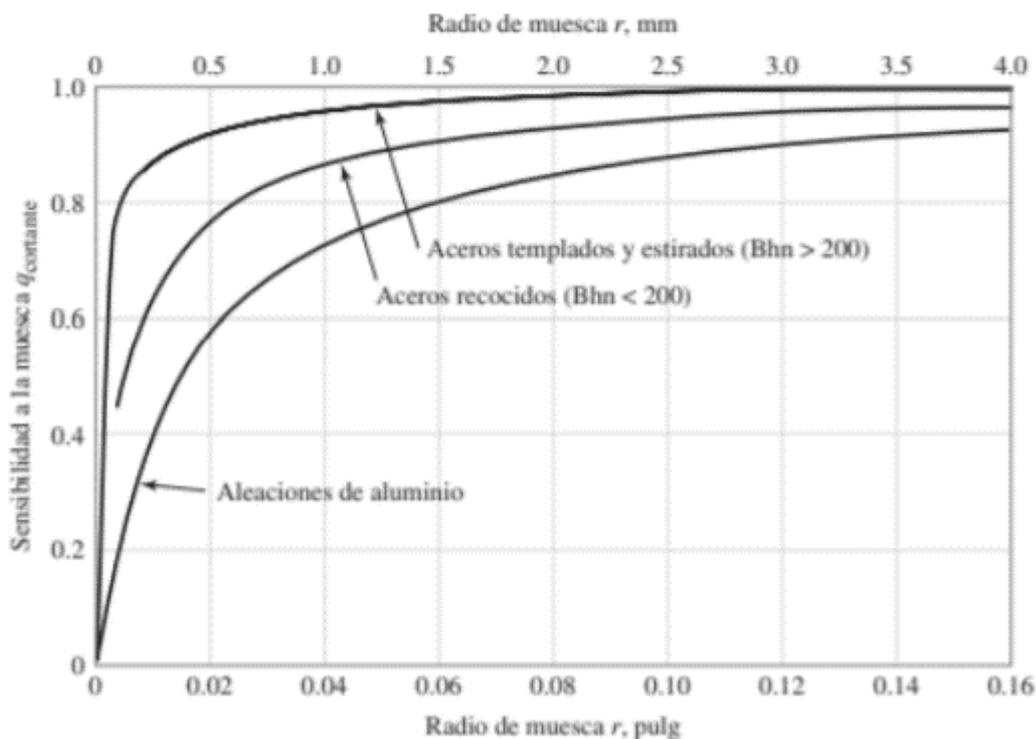


Figura 14. Materiales dando como resultado la sensibilidad a la ranura vs Radio de muesca [19]

La figura anterior muestra la sensibilidad de muesca en caso de metales ferrosos.

1.8 Esfuerzos fluctuantes y su caracterización

Implica analizar cómo varían los esfuerzos aplicados sobre un componente durante el ciclo de carga. En este tipo de ensayo, el componente se somete a cargas cíclicas repetidas mientras se flexiona. La caracterización de esfuerzos fluctuantes implica la medición y el análisis de tensiones a lo largo de la vida útil del elemento con respecto a la carga, utilizando sensores de

deformación u otros dispositivos de medición. Este análisis es fundamental para entender cómo los esfuerzos cambian en diferentes puntos del componente durante el ensayo y permite identificar áreas críticas de concentración de esfuerzos, donde las grietas pueden iniciarse y propagarse. Al comprender mejor la distribución de esfuerzos fluctuantes, los ingenieros pueden mejorar el diseño y la durabilidad del componente, así como predecir su vida útil bajo condiciones de carga realistas.

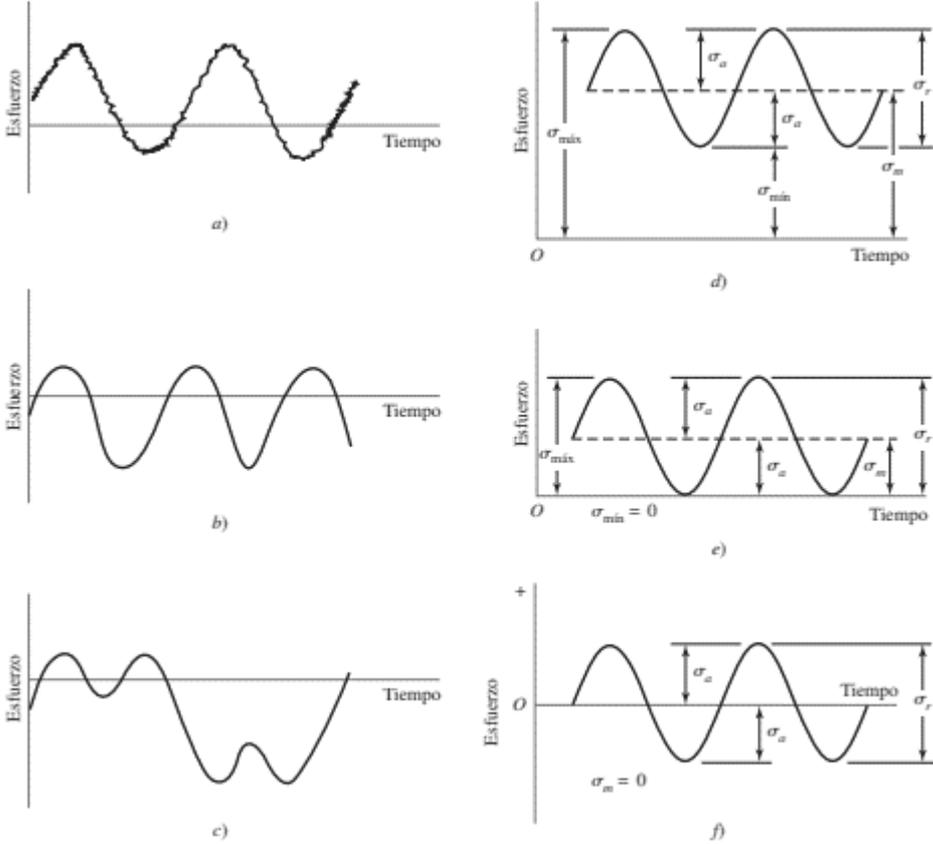


Figura 15. Relación esfuerzo vs tiempo a) Esfuerzo de alta frecuencia debido a las pulsaciones, b) y c) son esfuerzos fluctuantes, d) Esfuerzo sinusoidal, e) Esfuerzos repetidos, f) Oscilante invertido [21].

Ecuación de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (10)$$

Donde:

σ_a =Componente de la amplitud

σ_m =Componente de esfuerzo medio

Según [5] de la relación de la anterior figura se obtiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (11)$$

La cual es una relación que corresponde al esfuerzo y a la amplitud.

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_e S_{ut}}{r S_{ut} + S_e}$ $S_m = \frac{S_b}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1+r}$ $S_m = \frac{S_y}{1+r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_b) S_{ut}}{S_{ut} - S_b}$ $S_b = S_y - S_m, r_{crit} = S_b/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$	

Figura 16. Coordenadas y puntos de corte que definen en términos de amplitud de esfuerzo y resistencia a la fatiga [18].

Figura 17.

Figura 18.

1.9 Aplicación de fatiga

Existen varias aplicaciones, las fundamentales son las tres siguientes:

- Diseño de componentes mecánicos: Para evaluar la firmeza a la fatiga, las piezas sometidas a cargas cíclicas, como ejes de lavadoras, engranajes de vehículos y resortes.
- Selección de materiales: Para elegir el material adecuado para una aplicación específica, considerando su resistencia a la fatiga y otras propiedades mecánicas como se menciona anteriormente.
- Investigación de materiales: Para estudiar el comportamiento de nuevos materiales y desarrollar aleaciones con mayor resistencia a la fatiga, lo cual se buscará en este trabajo de investigación.

El ensayo por flexión rotativa es una herramienta fundamental para garantizar la seguridad y confiabilidad de componentes mecánicos sometidos a cargas cíclicas. Esta información es esencial para el diseño, selección y desarrollo de materiales en diversas aplicaciones de ingeniería.

1.10. Máquina por flexión rotativa

Para comprender mejor este fenómeno y evaluar el aguante a la fatiga de muchos materiales, se emplea la máquina de ensayo por flexión rotativa, un dispositivo esencial en el campo de caracterización y desarrollo de materiales

1.10.1. Principio de Funcionamiento

Inspirada en el modelo de Wöhler, una máquina simula condiciones de carga cíclica al rotar una muestra circular en voladizo sujeta a una carga en su extremo libre. Esta máquina está compuesta por dos componentes principales: una unidad principal robusta y una unidad de control e instrumentación independiente [22].

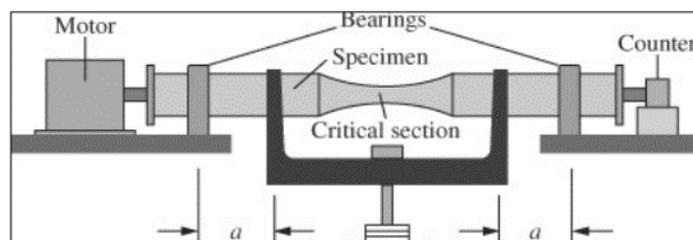


Figura 19. R.R Moore [22].

1.10.2. Implementación de la máquina

Permite abordar diversos conceptos clave en el ámbito de la fatiga de materiales.

Bajo y alto ciclo de fatiga: La máquina permite estudiar el comportamiento de los materiales bajo diferentes rangos de ciclos de carga, diferenciando entre fatiga de bajo ciclo y alto ciclo.

Curvas de Wöhler (S-N): La máquina facilita la creación y el análisis de curvas de Wöhler (S-N) para diversos materiales, relacionando el número de vueltas a la rotura con el esfuerzo aplicado [23].

Comparación de propiedades de fatiga: Mediante el ensayo de diferentes materiales, la máquina permite comparar sus propiedades de fatiga, identificando materiales con mayor resistencia a la fatiga para aplicaciones específicas.

1.10.3. Máquinas de viga rotativa con soportes.

La máquina R.R. Moore, también conocida como máquina de ensayo por flexión rotativa, es una herramienta fundamental para evaluar. En este análisis, se busca profundizar en las pertenencias de fatiga de los elementos [24]. El funcionamiento es básico consta de una probeta cilíndrica que se sujeta de un extremo y se hace girar a una rapidez constante mientras se pone una carga en el otro extremo. Esta rotación induce un estado de flexión pura en la probeta, donde las fibras del material experimentan esfuerzos de compresión y tensión alternos.

Características clave de la probeta:

- Dimensiones Precisas: La probeta debe tener dimensiones precisas para garantizar una repartición uniforme de esfuerzos en su longitud.
- Superficie Pulida: La superficie de la probeta debe estar pulida cuidadosamente para eliminar imperfecciones que podrían afectar la distribución de esfuerzos y los resultados de la prueba.

Condiciones de ensayo:

- Esfuerzo completamente alternante: La probeta se somete, donde el valor máximo de esfuerzo es igual al valor mínimo de esfuerzo en magnitud, pero opuesto en signo.
- Conteo de ciclos a la falla: Se toma nota la cifra de revoluciones de peso necesarios para la ruptura de la probeta. Este número de ciclos se considera la "vida útil a fatiga" del elemento sometido de ensayo específicas [25].

- Si la probeta falla en dos partes aproximadamente iguales, se considera que la prueba ha proporcionado una medida válida.
- Si el tubo se rompe en dos unidades desiguales, es posible que un defecto en el material o una imperfección en la superficie haya influido en los resultados, invalidando la prueba.

La fatiga de diversos materiales permite comparar el comportamiento a la fatiga de diferentes materiales bajo condiciones de carga similares. Proporciona información valiosa para seleccionar materiales y diseñar componentes que puedan soportar cargas cíclicas repetitivas sin fallar [26].

1.11. Norma ASTM E466-15

La norma ASTM E466, titulada "Práctica estándar para realizar pruebas de fatiga axial de amplitud constante controlada por fuerza de materiales metálicos" [27]. Establece un procedimiento detallado en probetas cilíndricas materiales metálicos. Esta norma es ampliamente utilizada en la industria y la academia para diversos metales. Se aplica a probetas cilíndricas de materiales metálicos dúctiles y frágiles. Define términos clave relacionados con los ensayos de fatiga, como "ciclo de esfuerzo", "vida útil a fatiga" y "esfuerzo alternante". Además, describe los requisitos mínimos para el equipo de ensayo, incluyendo la máquina de ensayo, la probeta, el sistema de carga, el extensómetro (si se utiliza) y el sistema de registro de datos. Incluye las instrucciones detalladas para la preparación y el montaje de la probeta [25].

Se describe los métodos para calcular la vida útil a fatiga, la amplitud de esfuerzo y la frecuencia de las revoluciones. Se especifica los requisitos mínimos para el informe del ensayo, incluyendo la descripción del material, la geometría de la probeta, las condiciones de ensayo, los resultados y las conclusiones.

1.11.1. Consideraciones adicionales

La norma ASTM E466 no es aplicable a materiales no metálicos, probetas de formas no cilíndricas ni ensayos de fatiga con esfuerzos no axiales.

La norma ASTM E466 ha sido revisada y actualizada periódicamente desde su publicación original en 1972.

1.11.2. Probeta del ensayo

La probeta empleada en la máquina presenta extremos con un radio continuo denominado "R", el cual debe ser al menos ocho veces mayor que el diámetro de la pieza. La zona de prueba, definida por el radio de curvatura, posee una longitud que supera al menos tres veces el diámetro de prueba. El diámetro de prueba, representado por "D", se establece según los requerimientos específicos.

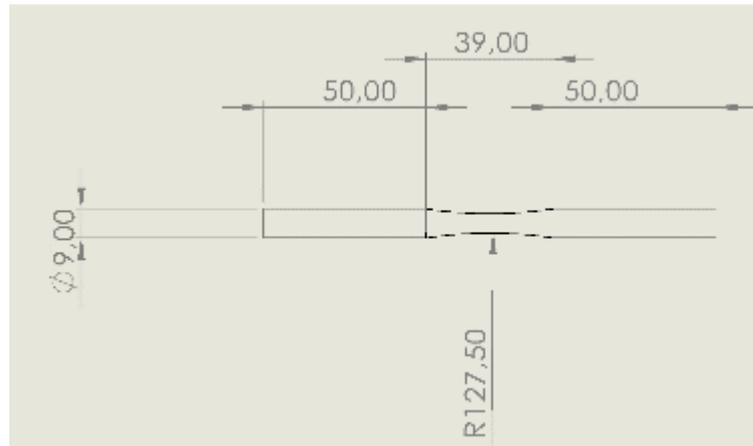


Figura 20. Dimensiones de la probeta a utilizar en el ensayo

1.12 Modelado de ejes de transmisión

Un eje de transmisión es un componente cilíndrico que puede ser fijo o móvil, y su función principal es transmitir potencia o movimiento.

Puede contar con engranajes, cojinetes, rodamientos, acoplamiento u otros elementos que facilitan el movimiento o la transmisión de potencia.

Los ejes de transmisión están sujetos a diversos tipos de esfuerzos, como tensión, compresión, torsión, flexión o una combinación de ellos. Por lo tanto, el diseño y la investigación de estos componentes se realizan de forma rigurosa y considerando las diferentes condiciones de carga a las que se someterán [26].

1.12.1. Diseño de ejes para cargas dinámicas

El presente estudio analiza un esfuerzo combinado de flexión y torsión, al que se denominará esfuerzo alternante. La teoría de Siner establece no se ve afectada por la presencia de un esfuerzo medio de torsión hasta que:

$$T_m = 0.75 \cdot S_y'' \quad (12)$$

1.12.2. Procedimiento para el cálculo de ejes

Determinar todas, incluyendo cargas axiales, radiales y tangenciales. Considerar si estas cargas son estáticas o dinámicas, y si presentan variaciones con el tiempo.

Se define el patrón temporal de las cargas, incluyendo su magnitud, frecuencia y duración. Esto puede requerir análisis de ciclos de carga o datos históricos de operación.

Considerar factores como la temperatura, la presencia de corrosión o vibraciones excesivas, que pueden afectar la resistencia y la vida útil del eje como se menciona [5].

Las propiedades mecánicas de un material adecuadas para soportar las cargas dinámicas previstas, para esto se debe considerar propiedades como la resistencia, la ductilidad y la tenacidad a la fatiga. Una alternativa viable para aumentar el esfuerzo último del material son los tratamientos térmicos, para el cual se debe evaluar la necesidad y acorde a eso se implementará un temple o revenido para mejorar la resistencia y la tenacidad del material.

La determinación del diámetro mínimo del eje sobre cargas aplicadas, las posesiones del material y los criterios de diseño establecidos. Para ello, se pueden emplear diversos métodos, entre los que destacan el razonamiento de Von Mises y la sensatez de Tresca.

Es fundamental aplicar un factor de seguridad adecuado para considerar la incertidumbre en las cargas, las propiedades del material y los métodos de análisis utilizados.

1.13 Diseño de elementos de apoyo

En la selección de rodamientos, se debe considerar la capacidad de carga, duración, límite de velocidad, lubricación entre otras opciones. Un pilar fundamental es determinar la ubicación óptima de los rodamientos para minimizar la deflexión del eje y asegurar una distribución uniforme de las cargas.

Se debe tomar en cuenta las horas que trabajara la máquina, y poder elegir rodamientos acordes a los requerimientos de uso, tomando en cuenta que los ensayos duran desde pocos a máximo unos 20 minutos [5], [27].

Las horas de servicio las podemos calcular con la siguiente ecuación L_{10H} :

$$L_{10H} = \frac{\text{Limite inferior} - \text{Limite superior}}{2} \quad (13)$$

Mientras que para calcular la carga dinámica del elemento se obtiene con la siguiente ecuación:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right) \quad (14)$$

Donde:

C = Es la capacidad de carga dinámica, [N]

n = la velocidad angular de giro, [RPM]

P_d = Diseño de la carga radial [N]

p = Tres como constante para los rodamientos de bolas

La facilidad de tener un catálogo virtual de rodamientos en marca SKF es una ventaja para seleccionar los rodamientos requeridos, cumpliendo con un parámetro adicional, siendo este $C_r > C$.

1.14 Potencia del motor

Cuando se requiere calcular la potencia de un motor eléctrico, se debe tomar en cuenta las fuerzas contrarias a este, es decir lo que se opone al movimiento, se tomará como punto de partida los coeficientes de rozamiento de los rodamientos, y en los cálculos futuros la carga a la que someterá la probeta [28].

Una ecuación básica que nos ayuda a encontrar la potencia del motor es:

$$H = \frac{T \cdot n}{63000 \times E} \quad (15)$$

Donde:

H es la potencia del motor medido en HP

N es la velocidad con la que gira el eje

T es el momento de torsión medido en libra por pulgada

E= la eficiencia a la que trabajaría el motor

Por lo que es fundamental conocer el valor del momento de torsión, y se lo determina con la siguiente ecuación:

$$T = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \quad (16)$$

Donde:

d el diámetro del agujero en el cual ingresa el eje.

μ es el factor de rozamiento del rodamiento dado por el fabricante.

1.15 Sistema de uniones

Rodamiento el cual se aplica una carga perpendicular se uniera con acoples fijos, esto terminan por quebrarse, debido a que no soportan desviaciones, ni vibraciones. Además, el de la transmisión se vería gravemente afectado. Para evitar estos inconvenientes como desalineación y momentos flectores inadecuados se aplican acoplamientos flexibles

1.15.1 Acoplamientos flexibles

Son elementos altamente usados en la industria y maquinaria doméstica, se los puede encontrar en electrodomésticos como secadoras y lavadoras, hasta en compresores de refrigeración industriales, estos acoples absorben de una manera ligera las desalineaciones en todos los ejes, y transmiten el mismo momento de torsión, es una ventaja que pocos acoples fijos logran, como por ejemplo los engranajes. Estos elementos no requieren de lubricación, y son fácilmente removibles en caso de que se fracturen. Son fáciles de adquirir en el mercado o de fabricar [5].

$$C = \frac{7160 \cdot H}{n} \quad (17)$$

Donde:

H es la potencia del motor a utilizar en $[Hp]$

N son las revoluciones por minuto del motor $[rpm]$

C es el par nominal para transmitir en $[N.m]$

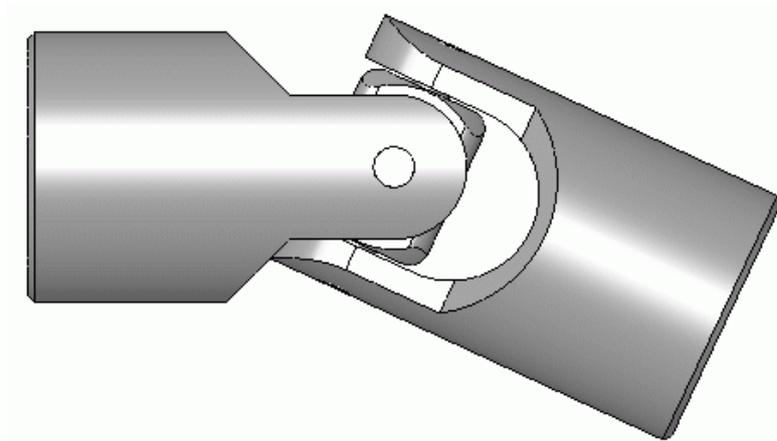


Figura 21. Acople tipo Cardan [29].

1.16 Sistema de sujeción de la probeta

En ingeniería mecánica, un sistema de sujeción para probeta con mandril de taladro es un dispositivo utilizado para asegurar firmemente una probeta de material durante ensayos mecánicos. Estos ensayos pueden ser de tracción, compresión, torsión, flexión, ductilidad y tenacidad.

Sistema de sujeción debe cumplir con varios requisitos importantes:

Rigidez: Debe ser rígido para impedir que la probeta se desplace o deforme durante el ensayo, lo que podría afectar la precisión de los resultados.

Alineación: Debe asegurar una alineación precisa entre la probeta y el eje de carga para evitar cargas excéntricas que podrían provocar fallas prematuras.

Facilidad de uso: Debe ser fácil de instalar, ajustar y retirar la probeta sin dañar el material.

Versatilidad: Debe ser capaz de sujetar probetas de diferentes formas y tamaños.

Un sistema de sujeción típico para probeta con mandril de taladro consiste en:

Mandril de taladro: Se utiliza para sujetar la probeta de forma cilíndrica.

Mordazas: Se ajustan al diámetro de la probeta y la sujetan firmemente.

Placas de sujeción: Se fijan al mandril de taladro y proporcionan una base rígida para la probeta.

Tornillos de sujeción: Se utilizan para apretar las mordazas y asegurar la probeta en su lugar.

Es importante diseñar el sistema de sujeción considerando las características de la probeta, de ensayo realizará. Se debe seleccionar un mandril de taladro adecuado y unas mordazas que proporcionen un agarre firme y uniforme sin dañar la probeta. La alineación precisa entre la probeta y el eje de carga es crucial para obtener resultados confiables [30].



Figura 22. Mandril de diámetro 16 milímetros [30].

CAPÍTULO II

CÁLCULOS DEL DISEÑO

2.1 Diseño y cálculos del prototipo

Se realizó varios cálculos que determinaron las dimensiones de los ejes, chumaceras, cardan y pernos, tanto materiales de cada uno de estos. Incluyendo la capacidad del motor que se utilizó, la resistencia de la mesa, placa de trabajo, dinamómetro entre otros puntos

Los diseños se realizaron en el software SolidWorks.

2.1.1. Parámetro de cálculo de los ejes

Para empezar con los cálculos se tomó como base la carga máxima que puede resistir la transmisión junto al motor, estos datos se obtienen del fabricante que se puede evidenciar en los anexos, debido a que estas mismas son de una lavadora Samsung.

2.1.2. Cálculo de ejes para carga estática

Se realizó una sumatoria de fuerzas de lo que se obtiene:

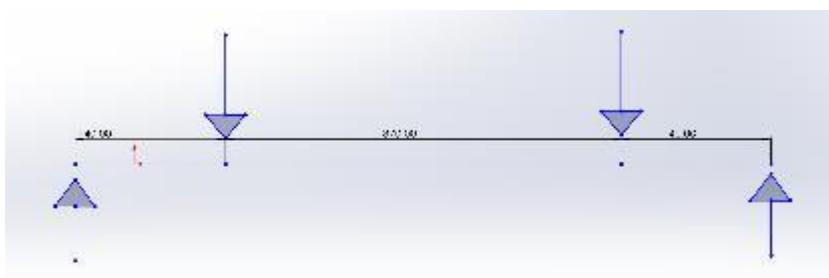


Figura 23. Diagrama de fuerzas y reacciones.

$$\sum Fy = 0 \quad (18)$$

$$R..A + R..D - F..B - F..C = 0$$

$$RA ... + R..D = +FB + FC$$

$$RA + RD = 50 \text{ kg}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (19)$$

$$650RD - 140FB - 510FC = 0$$

$$650mm RD - 140mm (25)Kg - 510mm (25)kg = 0$$

$$RD = \frac{16250 \frac{kg}{mm}}{650mm}$$

$$RD = 25 \text{ kg}$$

Posteriormente, se procedió a calcular el momento flector y la deformación máxima, tomando como punto de partida que se estudiara como una viga simétrica, es decir con la misma fuerza en dos puntos simétricos y simplemente apoyada, como se muestra a continuación

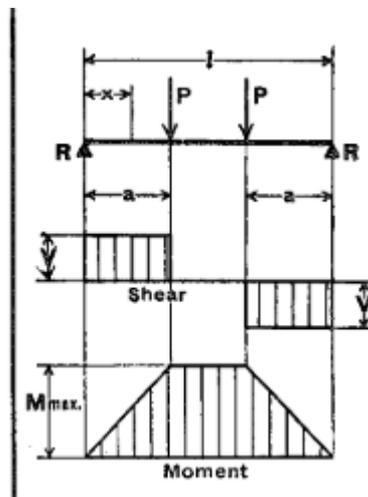


Figura 24. Viga simple aplicando dos cargas simétricas

$$V_{AB} = \frac{F}{2} \quad (20)$$

$$V_{AB} = 25 \text{ kg}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{2} X$$

$$M_{AB} = 0$$

$$V_{BC} = 0$$

$$M_{BC} = \frac{F}{2} a \quad (21)$$

$$M_{BC} = 3500 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$V_{CD} = -\frac{F}{2}$$

$$V_{CD} = -25kg$$

$$M_{CD} = \frac{F}{2}(l - x) \quad (22)$$

$$M_{CD} = 3500 \text{ kg.mm}$$

$$Y_{maximo} = \frac{a * \frac{F}{2}}{24E * l} * (4a^2 - 3l^2) \quad (23)$$



Figura 25. Diagrama de esfuerzo cortante con apoyos simples y cargas idénticas [18].

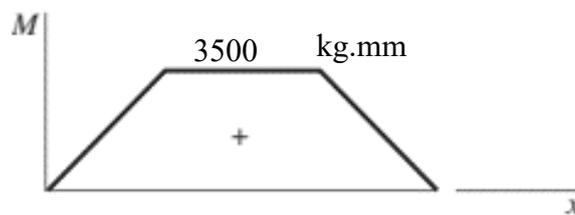


Figura 26. Diagrama de momento con apoyos simples y cargas idénticas [18].

2.2. Determinación de cargas dinámicas

Los ejes que fueron empleados en la máquina en la que se utilizó la siguiente ecuación

$$d = \left(\frac{32MaFs}{\pi Se'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

Para conocer el esfuerzo ultimo a la fluencia se utilizó la siguiente figura

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126

Figura 27. Comparación de las resistencias a la rigidez y a la fluencia (HR) (CD) [18].

Para la fabricación de ejes se empleó el acero AISI 1018, por el motivo que es fácil de mecanizar y abunda en el mercado nacional.

aceros:	$\begin{cases} S'_e \cong 0.5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ S'_e \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \end{cases}$
hierros:	$\begin{cases} S'_e \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \\ S'_e \cong 24 \text{ kpsi (160 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \end{cases}$
aluminios:	$\begin{cases} S'_{f@5E8} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \\ S'_{f@5E8} \cong 19 \text{ kpsi (130 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \end{cases}$
aleaciones de cobre:	$\begin{cases} S'_{f@5E8} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \\ S'_{f@5E8} \cong 14 \text{ kpsi (100 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \end{cases}$

Figura 28. Resistencia de agotamiento de diferentes materiales a flexión [19].

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad (25)$$

$$S'_e = 0.5(64) \text{ kpsi}$$

$$S'_e = 32 \text{ kpsi}$$

Factor de la superficie

$$\begin{aligned}Ka &= a(sut)^b & (26) \\Ka &= 2.7 (64)^{-0.265} \\Ka &= 0.8968\end{aligned}$$

a y b se encuentran en la figura 12, datos por el tipo de mecanizado.

Factor de tamaño.

De la tabla 1 se obtuvo la fórmula para determinar Kb, siendo este de máximo 1 pulgada como punto de partida

$$\begin{aligned}Kb &= \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} & (27) \\Kb &= \left(\frac{\frac{3}{4}}{0.3}\right)^{-0.107} \\Kb &= 0.9066\end{aligned}$$

Factor de confiabilidad Kc

Tolera de confianza es del 0.9999%

$$\begin{aligned}Kc &= 1 - 0.08Z_a & (28) \\Kc &= 1 - 0.08(3.719) \\Kc &= 0.702\end{aligned}$$

Factor por temperatura

Kd= 1 debido a que soporta una temperatura menor o igual a 450 °C

Factor de tensiones por concentraciones

$K_f=0.8$ dado por la figura 14

Factores que depende de diversos factores

$K_e= 1$, se tomó la decisión debido a la ausencia de corrosión en el ambiente en la cual va a trabajar

De los resultados de los factores se logró calcular la resistencia a la fatiga

$$S_e = (0.8968)(0.9066)(0.702)(1)(0.8)(1)(32)Kpsi \quad (29)$$

$$S_e = 14.6112 \text{ kpsi}$$

$$S_e = 10.2755 \frac{kgf}{mm^2}$$

El momento medio para usarlo en la ecuación del diámetro del eje utilizado

$$M_m = \left| \frac{3625 - (-3625)}{2} \right| kgf \cdot mm \quad (30)$$

$$M_m = 3625 \text{ kgf} \cdot mm$$

$$d = \left(\frac{32M_m F_s}{\pi S_e'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

$$d = \left(\frac{32(3625)kgf \cdot mm (2)}{\pi (10.2755) \frac{kgf}{mm^2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 19.2979 \text{ mm}$$

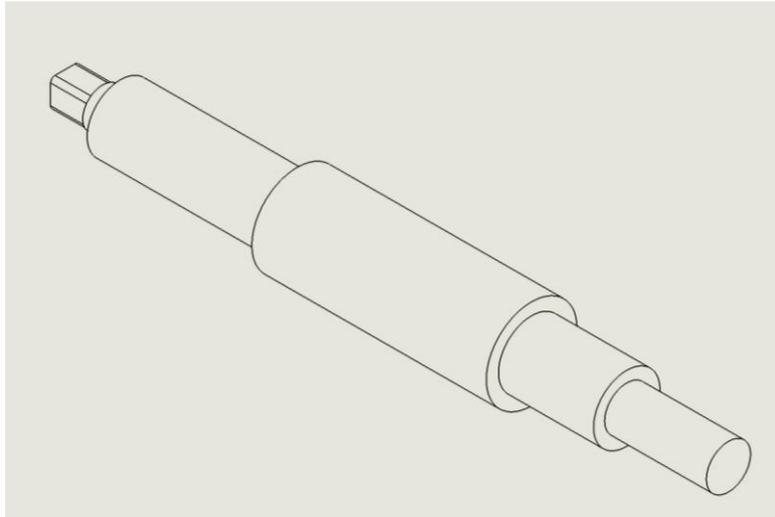


Figura 29. Eje para utilizar con diámetro de 30 milímetros.

Se utilizó un eje de diámetro 30 mm, basado en el cálculo que indica que debe ser mínimo de 19.2979 milímetros

2.2.1. Dimensionamiento de los apoyos con rodamientos o “chumaceras”

La carga que soporto el rodamiento es igual a las reacciones determinadas anteriormente

Pd es igual a 25 kg lo que equivale a 245.166 N, otro dato es el diámetro del eje que se obtuvo, el cual es de 20 mm.

$$L_{10h} = \frac{\text{Limite inferior} + \text{Limite superior}}{2} \quad (32)$$

$$L_{10h} = \frac{8000 + 12000}{2}$$

$$L_{10h} = 10000h$$

El límite inferior y superior corresponden a la elección de máquinas que trabajo con una alta confiabilidad de labor en breves ciclos de tiempo, por lo tanto, se determinó la capacidad de la carga dinámica, según la norma ISO 281:1990, siendo p igual a 3 por rodamiento de bolas

$$C = Pd \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (33)$$

$$C = 245.166 \left[\frac{10000 \times 60 \times 700}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1836.016 [N]$$

Se procedió a elegir del catálogo SKF un rodamiento de diámetro interior de 28 milímetros con designación 63/28

La capacidad de carga de este rodamiento fue de 251000 [N], por lo cual es mayor que nuestra capacidad de carga dinámica, y fue aceptada.

2.2.2. Dimensionamiento del motor utilizado

Para el cálculo del momento de torsión que se necesitó para el motor se utilizó la siguiente formula.

$$T = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \quad (34)$$

Siendo μ el coeficiente de rozamiento establecido por el fabricante, en este caso por ser un rodamiento de bolas es de 0.025.

$$T = 0.025 \cdot 245.166 \text{ N} \cdot \frac{0.028 \text{ m}}{2} \quad (35)$$

$$T = 0.0858 [N.m]$$

Se tuvo que mover cuatro rodamientos, entonces se multiplico el momento de torsión los existentes.

$$T = 0.3432 [N.m] \quad (36)$$

$$T = 3.03758 [lb.plg]$$

$$H = \frac{3.03758 lb.plg \cdot 1608 RPM}{63000 \cdot 0.58\%}$$

$$H = 0.1336 \text{ Hp}$$

Por lo tanto, se utilizó un motor de 1/3 de hp que suficiente para mover una carga de 50 kg.

2.2.3. Dimensionamiento del acople flexible llamado Cardan

El acople entre la transmisión y el eje determina la calidad de la máquina, por ende, se acopló un cardan fabricado, en este caso se optó por unir 2 acoples universales de 3/8 de pulgada, este mando se encuentra fácilmente en cajas de herramientas.

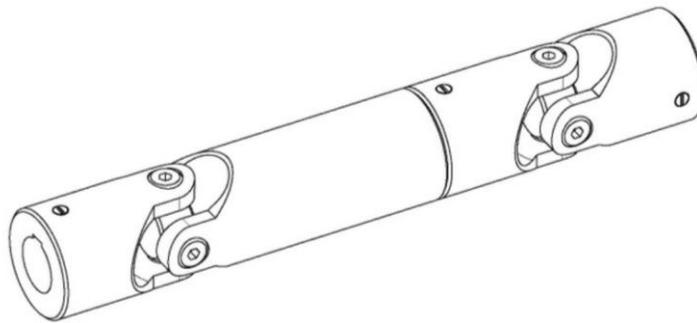


Figura 30. Elemento de acople flexible entre la transmisión y el eje de potencia [29].

$$C = \frac{7160 \cdot H}{n} \quad (37)$$

$$C = \frac{7160 \cdot \frac{1}{3}}{1608}$$

$$C = 1.4842 [N.m]$$

Donde:

H es la potencia del motor a utilizar en [Hp]

N son las revoluciones por minuto del motor [rpm]

C es el par nominal para transmitir en [N.m]

Existe un factor de seguridad a utilizar donde:

$$K = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (38)$$

$$k_1 = 1$$

$$k_2 = 1.2$$

$$k_3 = 1$$

$$K = 1 * 1.2 * 1$$

$$K = 1.2$$

K1 son irregularidades por torsión.

K2 es la frecuencia con la que arranca el motor, este será de máximo 10 ocasiones.

K3 el tiempo de funcionamiento, el cual será de máximo 2 horas al día.

Entonces:

Obtenido el factor se multiplica por el par nominal a transmitir

$$C_e = 1.4842 \cdot 1.2 \quad (39)$$

$$C_e = 1.78104 [N.m]$$

2.2.4. Determinación del soporte donde va la carga

El elemento encargado de transferir hacia las chumaceras es fundamental el cálculo del espesor de esta misma para no tener inconvenientes de deflexión.

Se calculó de la siguiente vía.

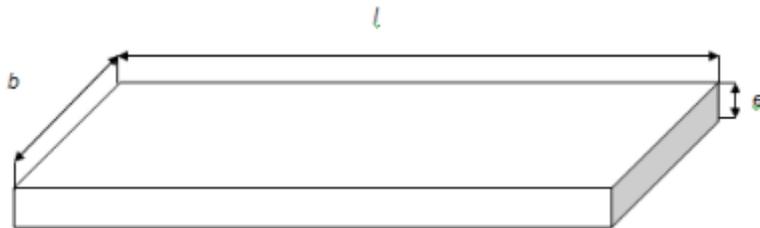


Figura 31. Dimensionamiento de la placa[10].

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot C}{I} \quad (40)$$

Donde:

σ_{max} momento flector de mayor magnitud

C la distancia al punto neutro

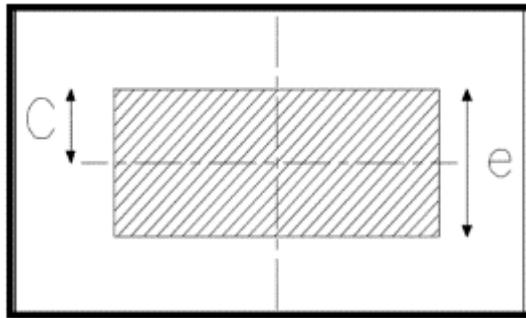


Figura 32. Punto neutro de una placa rectangular, donde e es el espesor y c la mitad del espesor [10].

$$I = \frac{be^3}{12} \quad (41)$$

Donde:

B es el ancho de la placa

Reemplazando I y C en la ecuación anterior tenemos que

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot \frac{e}{2}}{\frac{b \cdot e^3}{12}} \quad (42)$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot M_{max}}{b \cdot e^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\frac{S_y}{F_s} = \frac{6 \cdot M_{max}}{b \cdot e^2}$$

Para determinar el espesor quedo de la siguiente forma

$$e = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{max} \cdot F_s}{b \cdot S_y}} \quad (43)$$

$$e = \sqrt{\frac{6 \cdot 35549[N \cdot mm] \cdot 6}{180[mm] \cdot 250 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}}$$

$$e = 5.3328$$

El acero A36 para el S_y y el momento máximo determinado para la capacidad del motor.

$$I = \frac{180[mm](5.3328[mm])^3}{12} \quad (44)$$

$$I = 2271.2915mm^4$$

$$Y_{max} = \frac{F * L^3}{48 * E * I} \quad (45)$$

$$Y_{max} = \frac{490.5[N] * (430[mm])^3}{48 * 200000 \left[\frac{N}{mm^2} \right] * 2271.2915mm^4}$$

$$Y_{max} = 1.788554 mm$$

Donde:

F es la fuerza de 490.5 N, la cual es la base de estos cálculos, además la carga máxima que soporta la transmisión

2.3. Cálculo de uniones desmontables

Dimensionar los pernos los cuales anclaran las chumaceras a la placa de fuerza. Para esto se optó a calcular los esfuerzos de mayor magnitud a los que estaban sometidos, con el objetivo de que los pernos que son seleccionados garanticen una correcta sujeción

2.3.1. Dimensionamiento de los pernos utilizados

Se consideraron aspectos como:

- 4 unidades, los cuales anclaran la placa de fuerza con las chumaceras
- El espesor de las juntas, es decir arandelas, espesor de la chumacera y de la placa
- Se unieron al material de la chumacera que fue fundición gris y acero estructural grado A-36

Las características cuentan con el radio, superficie y el paso de la rosca.

Entonces el perno que fue puesto es de similares características al agujero que presenta la chumacera, así se evitó algún tipo de juego entre estos dos materiales, se utilizó aun M23X1.75 y tuvo las siguientes características

Área del diámetro menor: 76.3 mm^2

Área del esfuerzo a tensión $86. \text{mm}^2$

Paso 1.25 mm

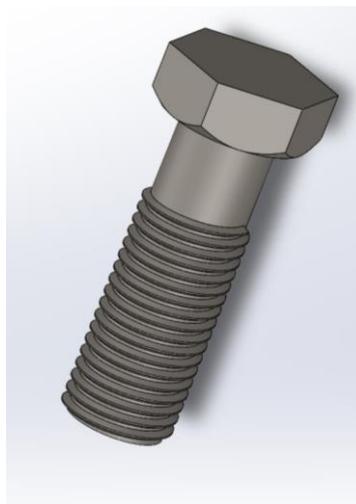


Figura 33. Perno hexagonal M23x1.75 para uniones entre chumaceras y placa de fuerza.

Tabla 4. Propiedades mecánicas según el grado métrico del perno cabeza hexagonal [10]

Grado métrico	8.8
Resistencia de experimento mínimo	$S_p = 600 \text{ MPa}$
Resistencia última	$S_{ut} = 830 \text{ MPa}$
Resistencia mínimo a la tensión	$S_y = 660 \text{ MPa}$
Módulo de elasticidad	$E = 207 \text{ GPa}$

A continuación, se calculó el agarre de la rosca con la sumatoria de todos los espesores antes mencionados.

$$l_t = l_{placa} + l_{chumacera} + l_{arandea\ de\ presi\ on} + l_{rodela} \quad (46)$$

$$l_t = 6 + 2 \cdot 2.8 + 20$$

$$l_t = 31.6 \text{ mm}$$

Entonces de la siguiente ecuación

$$K = \frac{A_t E}{l_t} \quad (47)$$

$$K = \frac{86 \text{ mm} \cdot 207000 \text{ MPa}}{31.6 \text{ mm}}$$

$$K = 563354.4304 \text{ Mpa}$$

Donde:

K es la constante del perno en la rigidez

At es el área sometida a tensión

Lt es la longitud donde agarra la rosca

Se obtuvo de la constante de rigidez de los elementos

$$K_{sa_m} = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2l_n \left(5 \frac{(0.5774l) + (0.5d)}{(0.5774l) + (2.5d)} \right)} \quad (48)$$

K_m es la rigidez de las partes que conforman el esfuerzo cortante

$$K_{m1} = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot 207000 \text{ MPa} \cdot 12 \text{ mm}}{2l_n \left(5 \frac{0.5774 \cdot 31.6 \text{ mm} + 0.5 \cdot 12 \text{ mm}}{0.5774 \cdot 31.6 \text{ mm} + 2.5 \cdot 12 \text{ mm}} \right)} \quad (49)$$

$$K_{m1} = 2445189,915 \text{ MPa}$$

$$K_{m2} = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot 100000 \text{ MPa} \cdot 12 \text{ mm}}{2l_n \left(5 \frac{0.5774 \cdot 31.6 \text{ mm} + 0.5 \cdot 12 \text{ mm}}{0.5774 \cdot 31.6 \text{ mm} + 2.5 \cdot 12 \text{ mm}} \right)} \quad (50)$$

$$K_{m2} = 1181251.166 \text{ MPa}$$

Se determinó la constante de rigidez de esta junta, se empleó la siguiente ecuación.

$$K_m = \frac{K_{m1} \cdot K_{m2}}{K_{m1} + K_{m2}} \quad (51)$$

$$K_m = \frac{2445189.915 \text{ MPa} \cdot 1181251.166 \text{ MPa}}{2445189.915 \text{ MPa} + 1181251.166 \text{ MPa}}$$

$$K_m = 796479 \text{ MPa}$$

Para calcular la constante del perno con relación a la junta

$$c = \frac{k}{k + k_m} \quad (52)$$

$$c = \frac{563354.4304 \text{ Mpa}}{563354.4304 \text{ Mpa} + 796479 \text{ MPa}}$$

$$c = 0.414281$$

Las porciones de carga aplicadas en estos pernos y las uniones, se lo realizó de la siguiente manera:

$$P_b = cP \quad (53)$$

$$P_m = P - P_b$$

Donde:

P_b es la porción de carga con respecto al perno

P_m es la porción de carga con respecto a la junta

P es la carga aplicada sobre cada uno de los pernos.

$$P = F/2 \quad (54)$$

$$P = 245.25 \text{ N}$$

La carga de 490.5 newtons se la dividió para 2 debido a que la placa de fuerza conto con dos chumaceras

$$Pb = 0.414281 \cdot 245.25N \quad (55)$$

$$Pb = 101.6024N$$

$$Pm = 245.25N - 101.6024N$$

$$Pm = 143.6476N$$

La carga resultante del perno se determinó con la siguiente ecuación

$$Fb = Pb + Fi; Fm < 0 \quad (56)$$

$$Fm = Pm - Fi$$

Donde:

Fb es la carga resultante del perno

Fi es la precarga

Fm es la carga que resultó de los elementos

Se partió a través de la premisa, Fi la cual fue $0.75Fp$ para conexiones no permanentes, es decir pernos en este caso

$$Fb = At * Sp \quad (57)$$

$$Fi = 0.75At * Sp \quad (58)$$

$$Fi = 0.75(86mm^2) * 600 Mpa$$

$$Fi = 38700 N$$

$$Fb = Pb + Fi \quad (59)$$

$$Fb = 101.6024N + 38700 N$$

$$Fb = 38801.60N$$

$$Fm = 143.6476 - 38700 N \quad (60)$$

$$Fm = -38556.3524 N$$

Calculada la carga resultante que actuó sobre los pernos, se calculó el esfuerzo máximo a tracción.

$$\sigma b = \frac{Fb}{At} \quad (61)$$

$$\sigma b = \frac{38801.60N}{86mm^2}$$

$$\sigma b = 451.1814 MPa$$

Conociendo el esfuerzo máximo al que está sometido y el permisible se calculó el factor de seguridad.

$$FS = \frac{Sy}{\sigma b} \quad (62)$$

$$FS = \frac{660MPa}{451.1814MPa}$$

$$FS = 1.4628$$

2.3.2. Perno sometido a esfuerzo de fatiga

Se determino si el perno que fue dimensionado soporto el esfuerzo a fatiga al cual se sometió la probeta.

$$\sigma b = \frac{cP}{2At} \quad (63)$$

$$\sigma a = \frac{0.414281 \cdot 245.25N}{2(86mm^2)}$$

$$\sigma a = 0.5907 MPa$$

El esfuerzo medio

$$\sigma m = \sigma a + \frac{Fi}{At} \quad (64)$$

$$\sigma m = 0.5907MPa + \frac{38700 N}{86mm^2}$$

$$\sigma_m = 450.59 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad según Goodman modificada fue necesario conocer Sa

$$Sa = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}} \quad (65)$$

$$Sa = \frac{830 \text{ MPa} - \frac{38700 \text{ N}}{86 \text{ mm}^2}}{1 + \frac{830 \text{ MPa}}{162 \text{ MPa}}}$$

$$Sa = 62.0564 \text{ Mpa}$$

Entonces para determinar Se fue mediante tablas de pernos que fueron del grado 9.8, como se puede observar en la siguiente tabla.

Tabla 5. Límite de fatiga corregidos para pernos y tornillos con rosca lamida cabeza hexagonal [26].

Tipo o Grado	Intervalo de tamaños	Límite de fatiga
ISO 9.8	M1.6-M16	162 MPa

El factor de seguridad es:

$$FS = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (66)$$

$$FS = \frac{62.0564 \text{ Mpa}}{0.5907 \text{ MPa}}$$

$$FS = 105$$

Este factor de seguridad es elevado, puesto que no fue afectado por fatiga estos pernos, su colocación tiende más al fallo por fluencia, por ende, se determinó el factor de seguridad para este esfuerzo.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (67)$$

$$FS = \frac{660}{450.59 + 0.5907}$$

$$FS = \frac{660}{450.59 + 0.5907}$$

$$FS = 1.4628$$

Este factor de seguridad aclara que es inexistente la posibilidad de fallos por fluencia.

CAPÍTULO III

CONSTRUCCIÓN

Finalizado los cálculos dinámicos y estáticos, se procedió a construir la máquina.

3.1 Banco de pruebas

Se inicio con el diseño de la estructura metálica la cual resistió la carga de todos los componentes y las vibraciones. Para esto se utilizó un perfil de 5x5x1.5 mm como columnas, un perfil de 10x5x1.5 mm de vigas transversales y placas metálicas de 6 mm en el material a-36, el cual fue facilitado por la universidad y puede verse en anexos.



Figura 34. Estructura metálica del banco de pruebas.

3.1.1 Placa de fuerza

La placa de fuerza transmitió y resistió toda la carga que se requirió para emplear en la probeta durante el ensayo, para esto los cálculos antes realizados mostraron que se necesitó una placa de 6 mm de espesor, una vez puesto en marcha se tomó la decisión de realizar otro diseño de la placa de fuerza para montar el dispositivo que se encargó de aplicar la carga, como se puede ver en la siguiente imagen.



Figura 35. Placa de fuerza donde se sitúa las chumaceras y el gato hidráulico.

3.1.2 Soporte base del montaje

Para anclar el soporte donde fue el motor y transmisión se necesitó una estructura capaz de resistir la vibración de los componentes y otorgar rigidez, para esto se utilizó ángulos de 30x30x1.5 mm en acero grado 36, el cual se pudo encontrar fácilmente en el mercado local y para el anclaje se utilizaron pernos de cabeza hexagonal grado 8.8 de diámetro 10 mm, para evitar que no se aflojen los pernos se emplearon dos arandelas de presión y dos arandelas planas junto a una tuerca. Los planos se pueden ver en anexos para mayor detalle de las medidas



Figura 36. Estructura para anclar el soporte de transmisión de la maquina soldada con electrodo 6011 marca AGA.

3.2 Construcción del acople flexible

Para fabricar este componente se basó en como las camionetas transmiten la potencia de la caja hacia los ejes de las ruedas, se lo denomina cardan y tiene un grado de libertad y tolerancia amplio, lo cual es necesario en este tipo de ensayos. Se cortó dos dados universales de 3/8 de

pulgada uno macho y otro hembra, para posteriormente soldarlo a una tuerca de una pulgada para acoplar de manera satisfactoria a la transmisión, se puede apreciar de mejor manera en la siguiente imagen.



Figura 37. Cardan soldado a una tuerca de 1 pulgada, el dispositivo se realizó a partir de 2 acoples universales de mando de media pulgada.

3.2.1 Elección de la transmisión

En este caso se utilizó el modelo DC97-00663D, el cual es fabricado por la empresa Samsung, consta de un embrague y dos velocidades. Esta soporta una carga de 50 kg, del cual partió la premisa para dimensionar los ejes y las chumaceras. Para utilizar solamente la segunda velocidad se cortó el eje de 1" ¼" para lograr unir el cardan con la rosca.



Figura 38. Dimensiones de la transmisión que se está utilizando [31].



Figura 39. Transmisión cortada el eje de bajas revoluciones que se utiliza para lavar, para aprovechar la segunda velocidad del centrifugado y la rosca donde va el cardan.

3.2.2 Base de montaje de transmisión, motor y activador.

En este caso se ha utilizado la base de la transmisión de la lavadora Samsung, por la facilidad se ha realizado adecuaciones y perforaciones para adaptar a los requerimientos técnicos y mecánicos que se necesitan para alinear con el banco de prueba.



Figura 40. Base con transmisión de un piñón de lavadora Samsung de eje corto.



Figura 41. Base de montaje realizado varios procesos de manufactura para que acople de manera eficiente en la estructura metálica.

3.2.3 Motor activador del embrague.

Este motor de modelo DC31-20014C tiene la funcionalidad de frenar de manera rápida y eficiente a los ejes cuando el ensayo termine, es decir al momento de la fractura de la probeta.

Tabla 6. Características principales del motor activador del embrague [31]

Características	
RPM	900
Potencia (w)	0.46
Tensión (Voltaje)	110-120
Fabricante	LEILI MOTOR CHINA



Figura 42. Motor activador de embrague.

3.3 Montaje y elección del motor

Con base al fabricante de la transmisión y los cálculos realizados de la potencia mínima en hp y los rpm de la norma ASTM 466. El componente seleccionado es del modelo 189D413R002, el cual se vende en conjunto por el fabricante, eso nos da la facilidad de acoplamiento.

Tabla 7. Características principales del motor [32]

Características del motor	
RPM	1608
Eficiencia	58%
Potencia (Hp)	1/3
Tensión (Voltaje)	127
Consumo (Amperios)	3.5
Capacitor de arranque (μF)	45
Fabricante	MCM



Figura 43. Motor por utilizar

3.3.1 Banda de transmisión M-21.6

Para relacionar las rpm del motor a la transmisión se utilizó una banda de goma en V de 51.6 cm la cual tiene la capacidad de soportar una velocidad angular de 2000 rpm y una carga superior a 50 kg.



Figura 44. Banda de marca Beltco en V de 54.6 centímetros.

3.3.2 Selección y montaje de Mandriles

Se adquirió mandriles de sujeción de 16 mm y 21 mm, la diferencia de tamaño se debe a facilidades para ingresar la probeta. El de 16 fue soldado al eje que va al acople, mientras que el de 21 mm fue unido mediante dos prisioneros de 8 mm, así se determinó cuál unión es mejor para esta máquina



Figura 45. Mandril de taladro de 21 mm para sujetar la probeta.

3.3.4 Ejes de transmisión

Los ejes fueron de acero de transmisión de diámetro 30 milímetros, lo cual fue suficiente para soportar la carga máxima que se aplicó en base a los cálculos realizados anteriormente. Ambos extremos donde se colocaron los mandriles debieron terminar con un “cilindro truncado” de esta manera se asegura una mayor sujeción con el mandril. Los planos se pueden observar en los anexos



Figura 46. Eje mandril 31 milímetros con eje truncado a 2.65 grados.

Eje de 31 milímetros, inicia con un eje truncado a 2.65 grados, el cual tiene de diámetro mayor 23 y menor de 20.5, la carrera es de 27 milímetros. Mientras que el diámetro de 30 milímetros tiene la función de topar con la chumacera para que no exista juego axial



Figura 47. Eje de 16 milímetros con punta en cono truncado de 2.7565 grados

Eje donde va el mandril de 16 milímetros, inicia con un eje truncado a 2.7565 grados, con diámetro mayor de 20.4 mm y al punto inferior 23 mm de diámetro del medio se debe a que funciona como tope para que no exista juego axial, eje de diámetro 30 mm,

Fórmula para determinar el eje truncado.

$$C = \frac{D1 - D2}{h} \quad (68)$$

$$C = \frac{23 - 20.4}{27}$$

$$C = \frac{13}{135}$$

Donde:

C es a conicidad

D1 el diámetro mayor

D2 el diámetro menor

H la distancia entre D1 y D2

$$i = \frac{C}{2} \quad (69)$$

$$i = \frac{13}{270}$$

$$i = \frac{13}{270}$$

Donde:

I es la inclinación

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{13}{270}\right) \quad (70)$$
$$\alpha = 2.7565$$

3.4 Chumaceras

Al momento de seleccionar una chumacera para este tipo de ensayo, se tomó en cuenta que se necesitaron grados de libertad, preferible si solo es en el eje “Y”, pero debido a la inexistencia en el mercado local, se optó por un tipo de chumacera catalogada como “Y”, la cual nos dio libertad de movimiento en todos los ejes.



Figura 48. Chumacera tipo Y modelo “P207” se emplean 4 de estas unidades

3.5 Detalle de los procesos requeridos para fabricar la máquina

En esta máquina se realizó varios trabajos los cuales se detallarán a continuación

3.5.1. Procesos de torno

Se inicio refrentando los ejes para su correcta alineación, además realiza en los extremos un cilindro truncado que el ángulo dependerá del mandril, por ejemplo, en el de 16 mm es de 3, 1766°. Sujeción de la tuerca para soldar el cardan

3.5.2. *Proceso de perforación*

Este proceso es fundamental para adquirir una correcta sujeción entre los componentes como ejemplo las chumaceras con el banco de prueba o la placa de fuerza:

- Agujeros de 15 mm en la placa de fuerza y en el banco de prueba
- Perforaciones de 8 mm en la base del motor para anclar con el banco de prueba.
- 8 agujeros de 10 mm en la base de montaje donde se colocó los dos motores y la transmisión.
- 2 perforaciones de 10 mm en la placa de anclaje del gato hidráulico.
- 1 perforación de 1 pulgada en la palca de fuerza que sujeto el cilindro del gato hidráulico

3.5.3. *Proceso de corte*

Se utilizo una amoladora de 9 y 4 pulgadas.

- Principalmente se utilizó para cortar estructura metálica de a-36, como perfiles rectangulares y ángulos
- Se realizo un corte con la finalidad de reducir el ancho de la base de montaje para una correcta alineación con el eje de transmisión
- Corte del cardan
- Se pulió y se pintó la base
- Se eliminó el óxido de elementos

3.5.4 *Proceso de suelda*

Se utilizo dos tipos SMAW para la estructura metálica y otra TIG para soldar el cardan.

- Para la estructura se soldó con paso de raíz con un electrodo 7018 marca AGA, la cual fue de fácil acceso en el mercado local.
- Después del paso de raíz se complementó la suelda con un electrodo 6011, el cual otorgo un fácil posicionamiento y alta resistencia en este caso.
- En el cordón para unir el cardan con la tuerca se optó por el proceso TIG, debido a que son dos metales distintos y se logró una alta resistencia a la torsión y fatiga.
- Se unió mediante suelda el mandril de 16 mm al eje con un electrodo 7018 con paso de raíz y complemento 6011, únicamente con la finalidad de analizar cuál de los dos mandriles obtuvo mayor sujeción.

Tabla 8. Instrumentos de calibración y medición empleados

Item	Instrumentos de medición
1	Calibrador
2	Reloj comparador
3	Flexómetro
4	Nivel
5	Regla
6	Escuadra
7	Compas

Tabla 9. Herramientas utilizadas

Item	Herramientas utilizadas
1	Sierra manual
2	Contrapunto
3	Destornilladores
4	Martillo
5	Brocas de hierro entre 8 a 18 mm
6	Lijas
7	Pintura negra
8	Disco de corte
9	Disco de pulir
10	Entre otros

3.6 Elementos de potencia y control

Los elementos que controlan al motor son un interruptor normalmente cerrado de 24 voltios el cual corto el paso de voltaje para apagar el motor.

3.7 Máquina ensamblada

Después de realizar los procesos de mecanizado y ensamble, se obtuvo el siguiente resultado, el cual está listo para realizar ensayos por flexión rotativa.

3.8 Calibración de la máquina

Se verifico que la maquina este a nivel con respecto del piso, con el objetivo de que arroje valores confiables y no varíen con el tiempo, siempre y cuando sea el mismo material el que se somete al ensayo. El principal funcionamiento de la transmisión y el cardan es que el motor no se sometió a ningún tipo de carga innecesaria, además cuando la probeta se fracturo y siga girando el motor no arroje falsos resultados, por ende, se tuvo que seguir los siguientes pasos para una correcta alineación de los ejes y la placa de fuerza.

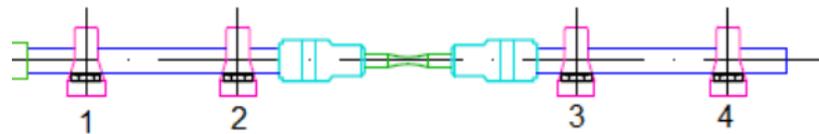


Figura 49. Diagrama de ejes, chumaceras, mandriles y probeta.

Pasos detallados del montaje y puesta en marcha



Figura 50. Ensamble de los dos motores y la transmisión en la base de montaje



Figura 51. Se coloco la placa de fuerza



Figura 52. Se monto las chumaceras con los ejes



Figura 53. Se verifico que las chumaceras se encuentren simétricas con ayuda de un flexómetro con respecto a la mesa de trabajo

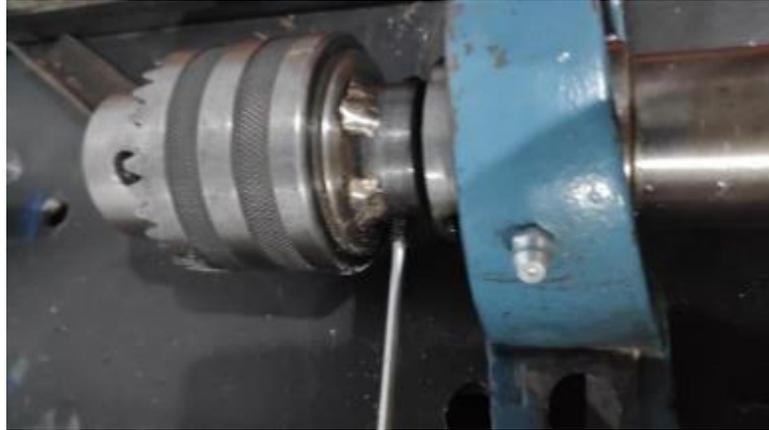


Figura 54. Se unieron los mandriles con los ejes



Figura 55. Se colocaron el cardan en la rosca de la transmisión



Figura 56. Se aseguro la base de montaje con la estructura rígida para evitar vibraciones y unir el cardan y fijar que este entre por completo entre la unión macho y hembra.



Figura 57. Sujeción de la probeta en los mandriles y verificación que las conexiones
Además, los dispositivos eléctricos deben estar en correcto funcionamiento, con ayuda de un nivel se busca que todos los componentes estén en paralelo con respecto al banco de prueba y verificar que el sensor este en posición y ajustado correctamente.



Figura 58. Se conecta y se pone en marcha la máquina.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS ECONÓMICO

4.1. Redacción de los gastos económicos

Se tomo en cuenta los siguientes aspectos de la construcción de la máquina

Costos directos.

- Materia sin procesar o prima
- Mano de obra calificada
- Elementos para utilizar como insumos
- Consumibles
- Desgaste de herramientas

4.1.1. Costo de materia prima

El material con dimensiones brutas se lo denomino materia prima, fue el pilar inicial de la construcción de la máquina, por ejemplo, el acero.

Tabla 10. Costos de materia prima detallados

Costo de materia prima				
Denominación	Cantidad	Material	Unitario \$	conjunto \$
tubo 5x5x1.5	2	acero-36	18	36
tubo 10x5x1.5	2	acero-36	22	44
angulo 3x3x1.5	1	acero-36	14	14
chumaceras	4	hierro	21	84
pernos m10	15	acero	0,15	2,25
pernos m21	8	acero	1	8
planchas	2	acero	45	90
ejes	2	acero	30	60
cardan	1	acero	40	40
rodelas planas	30	hierro	0,1	3
rodelas presion	30	hierro	0,1	3
destornilladores	4	acero	7	28
tuerca m21	8	hierro	0,75	6
tuercas m10	15	hierro	0,1	1,5
brocas	5	acero	5	25
electrodos	1	n/a	7	7
disco de corte	3	Unidades	3	9

disco de pulir	2	Unidades	n/a	3
disco de lija	3	unidades	n/a	3
tuerca m25	1	unidades	hierro	1
aerosol pintura	6	unidades	n/a	3

4.1.2. Costo de tecnología

En este apartado se describen los gastos que incurrieron al comprar los componentes eléctricos y complementarios para el funcionamiento de la máquina.

Tabla 11. Costos de tecnología detallados y dispositivo hidráulico.

Costo de tecnología					
Denominación	Cantidad	Capacidad	Marca	unitario	conjunto
motor	1	1/3 hp	mcm	88	88
transmision	1	50 kg	samsung	75	75
motor embrague	1	1/10 hp	samsung	30	30
sensor	1	24 voltios	n/a	10	10
contactor	1	120 voltios	n/a	24	24
		55			
capacitor	1	microfaradios	n/a	15	15
cables	10	n 12	n/a	1,75	17,5
gato hidraulico	1	10 000 psi	enerpac	190	190
guarda motor	1	25 amperios	n/a	19	19
tablero	1	30x30	n/a	28	28
resortes	2	120 kg	n/a	10	20
				total	516,5

4.1.3. Costos del especialista de la máquina

El precio de la hora/máquina permitió agregar un valor al desgaste de la máquina por su uso, a continuación, se detalla el precio unitario y las horas que se requirieron para fabricarla

Tabla 12. Costos por el deterioro de la máquina.

Costo de maquina				
Denominación	Cantidad	Horas	unitario \$	conjunto \$
torno	1	7	10	70
fresa	1	2	10	20
suelda	1	5	10	50
CNC	1	10	30	300
amoladora	1	10	3	30
taladrado	1	8	3	24

4.1.4. Costo por servicio de obra

Es el arrojado físico y mental que se aporta a la construcción de un bien, para establecer el costo de hora se basa en el reglamento nacional, el cual lo establece como 2.88\$

Tabla 13. Costo de mano de obra

Mano de obra		
Horas	Costo/hora	Costo total
200	2,88	576

4.1.5. Costos directos

Es la sumatoria de todos los anteriores sin tomar factores externos.

Tabla 14. Directos que se emplearon al fabricar la máquina.

Costos directos	
Costo de materia prima	494.75
Costo de tecnología	516.5
Costo de maquina	494
Costo de mano de obra	576
TOTAL	2081.25

4.2. Costos indirectos

Son costos que no se asumen a primera vista, como ejemplo el diseño, transporte, electricidad, agua, alimentación, entre otros.

4.2.1. Costo de diseño

El porcentaje que se cobra por diseñar una máquina varía según las dimensiones y la importancia de esta misma, por tal razón utilidad es entre el 10-20 %

Para el diseño de esta máquina se tomará una utilidad del 10 %

Costo de diseño= Costo directo · 15 %

Costo de diseño= 2081.25 · 0.10

Costo de diseño= 208.12\$

Tabla 15. Costo total de fabricación

Costo total de fabricación	
Costos directos	2081.25
Costos indirectos	208.12
Total	2289.37

Todos los costos de construcción de la máquina incluyen el impuesto IVA, y estos datos se obtuvieron de proformas solicitadas a empresas en la ciudad de Quito. El costo total de toda la máquina resulta accesible para empresas de gran tamaño y medianas para realizar ensayos a varios materiales.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los cálculos teóricos fueron empleados para determinar el número de ciclos en los cuales se fractura la probeta. Posteriormente, se llevó a cabo un ensayo práctico bajo los mismos parámetros con el propósito de calcular el porcentaje de error de la máquina. Además, se realizaron diez ensayos utilizando el material 1018 con la misma carga, con el objetivo de determinar la desviación estándar y analizar el nivel de dispersión de los datos obtenidos.

5.1. Cálculo del ensayo a fatiga por flexión rotativa del acero 1018 teórica

Primer paso se determinó el límite de resistencia a la fatiga sin corregir

Tabla 16. Esfuerzo máximo a tracción del acero 1018 laminado en frío con vida finita

Esfuerzo máximo a tracción	
Material	Sut
Acero 1018	628 MPa

Elaborado por: Juan Chávez & Sebastián Trujillo

$$S'_e = 0.5(sut) \quad (71)$$

$$S'_e = 0.5(628)Mpa$$

$$S'_e = 314Mpa$$

Después se calculó el límite de resistencia a la fatiga corregido.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_f * K_e * S'_e \quad (72)$$

Factor de la superficie

$$K_a = a(sut)^b \quad (73)$$

$$K_a = 2.67 (628)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.484230$$

a y b se encuentran en la figura 12, datos por el tipo de mecanizado.

Factor de tamaño

De la tabla 1 se obtuvo la fórmula para determinar K_b , siendo este de máximo 1 pulgada como punto de partida

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} \quad (74)$$
$$K_b = \left(\frac{0.1574 \text{ plg}}{0.3}\right)^{-0.107}$$
$$K_b = 1$$

Factor de confiabilidad K_c

$$K_c = 1 - 0.08Z_a \quad (75)$$
$$K_c = 1 - 0.08(3.719)$$
$$K_c = 0.702$$

Factor por temperatura

$K_d = 1$ debido a que soporta una temperatura menor o igual a 450 C°

Factor de tensiones por concentraciones

$$K_g = 1 + q(kt-1) \quad (76)$$
$$Q = 0.7$$
$$K_g = 1.7$$
$$K_g = 1 + 0.7(1.7-1)$$
$$K_g = 1.49$$
$$K_f = 1/k_f$$
$$K_f = 0.67$$

Factores que depende de diversos factores

$K_e = 1$, se tomó la decisión debido a la ausencia de corrosión en el ambiente a la cual va a trabajar

De los resultados de los factores se logró calcular la resistencia a la fatiga

$$S_e = (314)(0.484230)(1)(0.702)(1)(1)(0.67)MPa \quad (77)$$

$$S_e = 71.5143 \text{ MPa}$$

Se determino b y c cuales valores adimensionales corresponden a coordenadas de la pendiente del diagrama razón de resistencia vs ciclos

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.8s_{ut}}{S'_e} \right) \quad (78)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.8 * 628}{314} \right)$$

$$b = -0.06804$$

$$c = \log \left(\frac{(0.8s_{ut})^2}{S'_e} \right) \quad (79)$$

$$c = \log \left(\frac{(0.8 * 628)^2}{314} \right)$$

$$c = 2.9051$$

Como próximo paso se asumió un valor de ciclo teórico, se aconsejó que vaya desde 10^3 a 10^6

(80)

$$Nt = 2000$$

el límite de fatiga con la siguiente ecuación

$$S'f = 10^c * Nt^b \quad (81)$$

$$S'f = 10^{2.9051} * Nt^{-0.06804}$$

$$S'f = 479.1791 \text{ MPa}$$

Un parámetro fundamental que se tomó en cuenta:

$$S'f = \sigma_{max} \quad (82)$$

Para que se fracture la probeta se tuvo que cumplir con que el límite de fatiga sea igual o mayor al esfuerzo máximo calculado.

Se calculó la carga teórica aplicada para asegurar que la probeta se fracture con la siguiente ecuación

$$Qt = \frac{10^c \cdot Nt^b \cdot \pi \cdot d^3}{16 \cdot X} \quad (83)$$

$$Qt = \frac{10^{2.9051} \cdot Nt^{-0.06804} \cdot \pi \cdot 6^3}{16 \cdot 140}$$

$$Qt = 145.1622 \text{ N}$$

Donde:

- D es el diámetro menor de la probeta
- Qt es la carga teórica
- Nt el número de ciclos teórico
- Se procede a calcular el esfuerzo máximo

$$\sigma_{max} = \frac{16(140mm)(145,1622N)}{\pi(6mm)^3} \quad (84)$$

$$\sigma_{max} = 479.1791 \text{ MPa}$$

Se cumple que el esfuerzo máximo es igual al límite por fatiga, esto nos aclaró que la probeta se fracturara

A continuación, se procedió a realizar un ensayo con carga de 164.21 N para determinar a cuantos ciclos falla la probeta para comparar con los resultados teóricos.

Tabla 17. Datos teóricos vs datos experimentales

Ensayo	Material	Ciclos	Fuerza	Límite de fatiga (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)
Teórico	1018	2000	145,1622	479,1791	479,1791
Practico	1018	2760	147,15	4.687.923	485,2457

Tabla 18. Datos obtenidos con carga constante para determinar la confiabilidad de la máquina

Material	Nº	Tiempo (S)	Carga (Kg)	RPM	D (mm)	Ciclos
1018	Ensayo 1	69	32.2	765	6	879.75
1018	Ensayo 2	70	32.2	765	6	892.5
1018	Ensayo 3	75	32.2	765	6	950.25
1018	Ensayo 4	73	32.2	765	6	930.75
1018	Ensayo 5	75	32.2	765	6	956.25
1018	Ensayo 6	71	32.2	765	6	905.25
1018	Ensayo 7	70	32.2	765	6	892.5
1018	Ensayo 8	69	32.2	765	6	879.75
1018	Ensayo 9	74	32.2	765	6	943.5
1018	Ensayo 10	75	32.2	765	6	956.25

Tabla 19. Cálculo del error relativo y absoluto de los 10 ensayos del acero 1018

Incertidumbre del tiempo	Error relativo	Error absoluto
3.1	3.190%	2.3
2.1		
2.9		
0.9		
2.9		
1.1		
2.1		
3.1		
1.9		
2.9		

Con los datos obtenidos se estableció que esta máquina fabricada otorga resultados confiables, esto fue beneficioso para los laboratoristas que utilizaran este dispositivo para investigaciones.

Tabla 20. Cálculo de varios parámetros para corroborar la confiabilidad de la máquina

Parámetros de la maquina teorías	
Desviación estándar del tiempo	2,55821118
Desviación estándar de ciclo	32,6171926
Promedio del número de ciclos	919,275
Promedio de tiempo	72,1

La desviación estándar, en términos simples, nos indicó qué tan esparcidos están los valores individuales con relación al valor medio de un conjunto de datos, lo que nos permitió evaluar la consistencia de esos valores a lo largo del tiempo y del ciclo. Por otro lado, el tiempo promedio registrado para una carga de 32.2 kg es de 72.1 s. Esto sugirió que el ensayo se realizó bajo condiciones de baja carga cíclica. Además, se observó que la probeta de acero 1018 tiene una vida media de fractura de aproximadamente 919.275 ciclos.



Figura 59. Tiempo vs número de ensayos para analizar la dispersión de datos del ensayo, el cual fue sometido a carga constante.

A continuación, se calculó la repetibilidad de los resultados con respecto al tiempo para asegurarse que tan confiable es la maquina con respecto a los resultados.

$$Cv = \frac{\text{Desviacion estandar del tiempo}}{\text{Promedio del tiempo}} \cdot 100 \quad (85)$$

$$Cv = \frac{2.55821118}{72.1} \cdot 100$$

$$Cv = 3.54814311 \%$$

Se obtuvo un valor de 3.54 por ciento lo cual indica que es una maquina altamente fiable con la repetibilidad de datos, esto según el libro de fatiga de materiales de S. Suresh [32]

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- En este estudio, se evaluaron diversos parámetros relacionados con el ensayo destructivo ofreciendo una referencia crucial para comprender el comportamiento del acero 1018 bajo condiciones de carga específicas. Los datos recolectados de 10 ensayos mostraron un promedio de 72.1 s bajo una carga constante de 32.2 kg, lo que proporciona una medida central de las propiedades evaluadas. Este resultado indica la tendencia general del tiempo necesario para fracturar la probeta.
- La desviación estándar, en este estudio, proporcionó una medida crucial de la dispersión de los datos en torno al promedio. Con un valor de 2.55 segundos, reflejado en la figura 58, una desviación estándar baja sugiere que los datos están estrechamente agrupados alrededor de la media. Esto indica una menor variabilidad intrínseca, lo que es esencial para evaluar la consistencia y confiabilidad de los resultados obtenidos. Este parámetro no solo refuerza la validez de los ensayos realizados, sino también proporciona una base sólida para futuras investigaciones y aplicaciones prácticas en el comportamiento del acero 1018 bajo condiciones de carga específicas.
- El coeficiente de variación expresa la desviación estándar como un porcentaje del promedio, fue utilizado para cuantificar la repetibilidad de los ensayos. Un CV bajo refuerza la confiabilidad de los datos, sugiriendo que los ensayos fueron realizados de manera consistente, el valor obtenido es de 3.54 % lo cual es aceptable, debido a que el autor Suresh indica que este valor debe ser menor o igual al 10 %
- El acople flexible tipo cardán desempeñó un papel crucial en el funcionamiento de la máquina, garantizando la operación de manera adecuada y eficiente. Este mecanismo permitió una transmisión de par nominal de 1.78104 N.m, demostrando su capacidad para manejar las cargas requeridas sin comprometer la estabilidad o precisión del sistema. La flexibilidad del cardán también ayudó a mitigar posibles desalineaciones y tensiones, asegurando un funcionamiento continuo
- El análisis de precisión de la máquina reveló un margen de error relativo del 3.190 % y un error absoluto del 2.3 %. Estos valores son aceptables en comparación con otras máquinas de su clase, destacando la competitividad y calidad del equipo desarrollado. El margen de error relativo indica la variabilidad en relación con los valores teóricos,

mientras que el error absoluto proporciona una medida directa de la discrepancia, ambos dentro de límites tolerables que aseguran la funcionalidad y precisión del equipo.

6.2 RECOMENDACIONES

Como punto de partida del proyecto se debe estudiar los recursos que implica elaborar una máquina de estas características, por lo cual debe ser de fácil acceso o buscar patrocinadores.

Al colocar el peso sobre el dinamómetro se debe dejar reposar hasta que deje de oscilar la placa de fuerza

Al realizar mantenimiento se debe revisar si los pernos están ajustados de manera correcta para evitar vibraciones y ruidos extraños.

Al iniciar la práctica se debe tener cuidado, puesto que es un eje que gira a altas revoluciones, por lo cual debe ser colocado las protecciones de acrílico sobre el eje donde se sitúa la probeta y el motor.

Se recomienda lubricar las chumaceras constantemente para evitar el factor de fricción de estas mismas, también se elimina el ruido si existiese fricción entre el eje y la chumacera, lo cual puede existir debido a la suciedad o limaduras.

La carga debe ser constante en todo el ensayo, es decir no se puede incluir carga una vez que la probeta este girando

REFERENCIAS

- [1] P. Pacheco y C. V. Andrés, “Ensayo de fatiga en flexión rotativa del acero aisi-sae 1018 por el método esfuerzo-vida”, 2011. [En línea]. Disponible en: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:180444550>
- [2] Acevedo Carlos y Pedroza Jesus, “Diseño a fatiga de un perno de apriete”, *Universidad Simón Bolívar*, vol. 1, pp. 12–14, jul. 2015.
- [3] Universidad de Valladolid, “RESISTENCIA DE MATERIALES”, Universidad de Valladolid, Valladolid, 2014.
- [4] Chavela Morales Julio Cesar, “Mecanismos de nucleación y crecimiento de ferrita en fronteras de grano austenítico y su aplicación en el calculo del tamaño de grano resultante en aceros de bajo carbono laminados en caliente”.
- [5] J. M. Carrillo Chaglla y M. F. Tobar Chicaiza, “Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, versión II”, EPN, Quito, 2010.
- [6] Roberto Maurice Flores Le Roux, “ESTUDIO DE LA PROPAGACIÓN DE FISURAS EN MATERIALES DÚCTILES”, ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS AERONÁUTICOS, Madrid, 2002.
- [7] Fernando Suárez Guerra, “Estudio de la rotura en barras de acero. Aspectos experimentales y numéricos”, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2013.
- [8] Magdalena Peña Calzada, “Comportamiento frente a fatiga de barras de acero corrugado: Estudio experimental, estructural y numérico.”, UNIVERSIDAD DE CANTABRIA, Santander, 2022.
- [9] Jorge Luis Avila Ambriz, “Concepción y construcción de una máquina de fatiga, para estudiar la fatiga por torsión teórica y experimental en materiales industriales. ”, Universidad Michoacana , Morelia , 2017.
- [10] Oscar Araque delos Rios, “Diseño de un banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas”, Universidad Tecnológica de Pereira.

- [11] O. J. Medina V. y R. L. Oropeza M., “‘DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA’. ”, Universidad Central de Venezuela.
- [12] Dalmasso Visconti, Lástrico Facundo, y Rey Matías, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”, Cordoba, 2016. Consultado: el 29 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://idetec.frvn.utn.edu.ar/api/pub/e/tf/7/9>
- [13] C. Polanco P. y J. Peña E., “Ensayo de fatiga en flexión rotativa del acero aisi-sae 1018 por el método esfuerzo-vida”, FIMCP.
- [14] Mazurek. F. DAVID y Dewolf John T., “idoc.tips_mecanica-de-materiales-beer-5ta-edit”.
- [15] LUIS ASDRUBAL CASTAGNETO FLORENCIA, “‘DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA MECÁNICA POR FLEXIÓN EN PROBETAS DE POLÍMEROS IMPRESOS EN 3D”, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba, 2020.
- [16] BRIAN STEVEN LONDOÑO LINARES, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE BANCO DE PRUEBAS PARA ESTUDIOS DE FATIGA EN FLEXIÓN ROTATIVA”, UNIVERSIDAD DE LOS ANDES.
- [17] Norman E. Dowling, *Mechanical behavior of materials*, 4a ed., vol. 4. London: Angshuman Chakraborty, 1988.
- [18] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8a ed., vol. 8. Mexico, 2008. Consultado: el 29 de mayo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://termoaplicadaunefm.wordpress.com/wp-content/uploads/2015/03/disec3b1o-en-ingenierc3ada-mecc3a1nica-de-shigley-8-edicic3b3n-budynas.pdf>
- [19] Aurora Ana Pérez Sánchez, “ESTUDIO DEL FENÓMENO DE FATIGA MEDIANTE SISTEMAS DE SIMULACIÓN MECÁNICA.”, UNIVERSIDAD DE JAÉN, Linares, 2020.
- [20] DANIEL ALEXANDER PONCE MONTENEGRO, “ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA PROGRAMA

COMPUTACIONAL DIDÁCTICO PARA EL APRENDIZAJE DEL DISEÑO ESTÁTICO Y DINÁMICO EN INGENIERÍA MECÁNICA”, 2011.

- [21] H. A. CHÁVEZ TAPIA y COYAGO VARGAS FAUSTO ALEJANDRO, “DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”, IBARRA, mar. 2023.
- [22] DAVID RAFAEL TAPIA GUALPA, “Diseño de una máquina para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa para la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería”, UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO, QUEVEDO, 2017.
- [23] L. J. Clemente, “FATIGA DE MATERIALES METALICOS: CONTAJE DE CICLOS”, Universidad Nacional de General San Martin .
- [24] ASTM, “ASTM E466-15”, <https://www.astm.org/e0466-15.html>.
- [25] ASTM, “Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials¹”, <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/91528/4ea0722ac8ea458784a016f8e884c3da/ASTM-E466-15.pdf>.
- [26] H. A. CHÁVEZ TAPIA y COYAGO VARGAS FAUSTO ALEJANDRO, “DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”, IBARRA, mar. 2023.
- [27] J. M. Carrillo Chaglla y M. F. Tobar Chicaiza, “Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, versión II”, EPN, Quito, 2010.
- [28] weg, “GUÍA DE ESPECIFICACIÓN MOTORES ELÉCTRICOS”. [En línea]. Disponible en: www.weg.net
- [29] Ana Casal, *Juntas universales Cardan y Conjuntos telescópicos*. BARCELONA, 2006, pp. 21–23. [En línea]. Disponible en: www.tecnopower.es
- [30] JUAN CARLOS MUYULEMA ALLAICA, “REHABILITACIÓN DEL TALADRO RADIAL EN EL TALLER BÁSICO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA

APLICANDO LA TECNOLOGÍA CAD/CAM”, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba, 2016.

- [31] RED HOGAR, “TRANSMISION LAV SAMSUNG F/ASTRIADA WG04F00381 DC97-00663D DC97-17657A”,
<https://www.redhogar.com.mx/refaccion/TRANSMISION-LAV-SAMSUNG-FASTRIADA--WG04F00381--DC97-00663D-DC97-17657A-SS3000-128-REDXPRT-LAVADORAS-SRF>.
- [32] S. (Subra) Suresh, *Fatigue of materials*. Cambridge University Press, 1998.

ANEXOS

Resistencia a la tensión de varios metales, entre ellos 1018, se tomará como punto de partida el esfuerzo a la fractura en MPa, el cual es de 628

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* (continuación). Datos de "Solid Metals", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe), *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura σ_f
			Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_B MPa (kpsi)	Coefficiente $\sigma_{0.2}$ MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 [32.0]	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 [90.0]	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 [52.0]	646 (93.7)	898 (130) [†]	902 [144]	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 [28.0]	424 (61.5)	720 (105) [†]	758 [110]	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 [220]	1 580 (230)	2 360 (345)	1 890 [273] [†]	0.041	0.91	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 [250]	1 930 (280)	2 340 (340)	1 760 [255] [†]	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 [35.0]	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 [205]	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 [40.0]	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 [185]	0.45	1.57	
2011	Alcación de aluminio	T6	169 [24.5]	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 [90]	0.28	0.10	
2024	Alcación de aluminio	T4	296 [43.0]	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 [100]	0.15	0.18	
7075	Alcación de aluminio	T6	542 [78.5]	593 (86.0)	706 (102) [†]	692 [129]	0.13	0.18	

*Las velocidades de ensayo a las que se ensayó que pueden obtenerse usando especificadores de carga. La deformación por fractura puede variar hasta en 100% del valor dado.

Especificaciones de las uniones emperradas

UNIONES EMPERNADAS

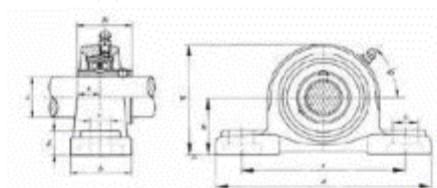
Nominal Mayor Diámetro d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile- Stress Área A_t mm ²	Minor- Diámetro Área A_m mm ²	Pitch p mm	Tensile- Stress Área A_t mm ²	Minor- Diámetro Área A_m mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4830	4800
90	6	5390	5360	2	6100	6000
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110	6			2	9180	9080

*The equations and data used to develop this table have been obtained from ANSI B1.1-1974 and B18.3.1-1975. The minor diameter was found from the equation $d_m = d - 1.2248 p$, and the pitch diameter from $d_p = d - 0.1445 p$. The mean of the pitch diameter and the minor diameter was used to compute the tensile stress area.

Dimensiones de la chumacera seleccionada

Chumacera de piso

UCP 200 (trabajo normal)



No. De parte	Diámetro del eje d		Dimensiones (mm)													tornillo utilizado		No. Rodamiento	No. anejorativo	peso (kg)
	(in.)	(mm)	h	a	e	b	S ₂	S ₄	k	w	B ₁	n	(mm)	(in.)						
UCP201 201-8	1/2	12	30.2	127	96	38	19	13	15	62	31.0	12.7	M10	3/8	UCP201 201-8	P201	0.61			
UCP202 202-10	5/8	15	30.2	127	96	38	19	13	15	62	31.0	12.7	M10	3/8	UCP202 202-10	P202	0.59			
UCP203 203-11	11/16	17	30.2	127	96	38	19	13	15	62	31.0	12.7	M10	3/8	UCP203 203-11	P203	0.58			
UCP204 204-12	3/4	20	33.3	127	96	38	19	13	15	65	31.0	12.7	M10	3/8	UCP204 204-12	P204	0.61			
UCP205-14 205-15 205 205-16	7/8 15/16 1	25	36.5	140	105	38	19	13	15	70	34.1	14.3	M10	3/8	UCP205 14 205-15 205 205-16	P205	0.69			
UCP206-18 206 206-19 206-20	1 1/8 1 3/16 1 1/4	30	42.0	165	121	48	21	17	18	83	38.1	15.0	M14	1/2	UCP206 18 206 206-19 206-20	P206	1.13			
UCP207-20 207-21 207-22 207 207-23	1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16	35	47.0	167	126	48	21	17	19	92	42.9	17.5	M14	1/2	UCP207 20 207-21 207-22 207 207-23	P207	1.34			



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE MECÁNICA

**MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS A FATIGA POR
FLEXIÓN ROTATIVA CON CAPACIDAD DE 294 N·m.**

AUTORES: TRUJILLO MARTÍNEZ JHONNY SEBASTIÁN

CHÁVEZ BAYAS JUAN FERNANDO

TUTOR: HEREDIA VELASTEGUI JAIME ROLANDO

Quito – Ecuador

2025

90

Objetivos

General

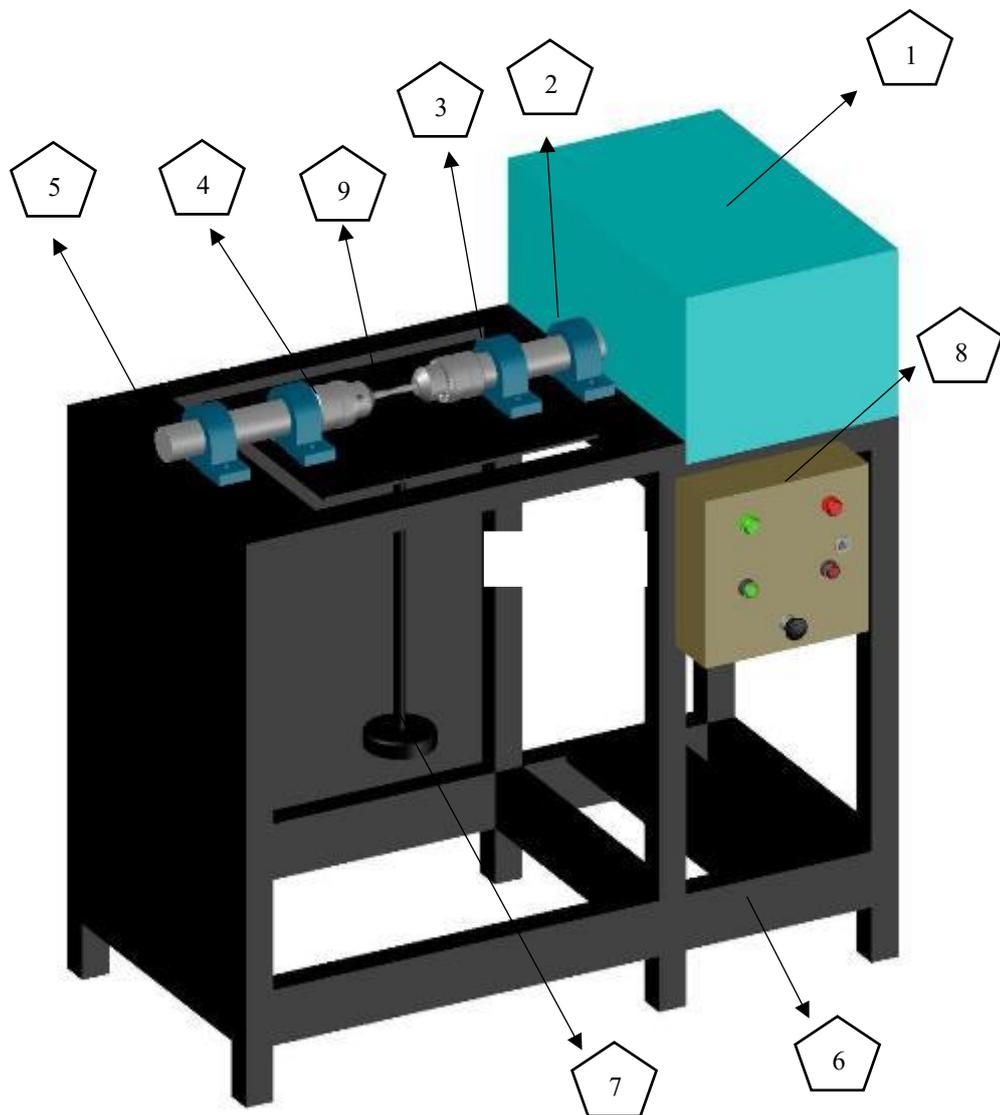
Realizar un manual para el uso adecuado de la máquina de flexión rotativa

Específicos

- Identificar los componentes de la máquina de flexión rotativa para saber la función de cada uno en el proceso de ensayo.
- Preparar de manera adecuada a la maquina antes de un ensayo para obtener datos confiables.
- Determinar la geometría de la probeta que será analizada, según las necesidades que se requiera cubrir basándonos en una norma ya establecida.
- Establecer los parámetros de seguridad que se debe seguir para realizar los ensayos y obtener resultados exitosos.
- Elaborar una guía de mantenimiento para evitar fallos en los componentes de la máquina y prolongar la vida útil de la máquina y todos sus componentes.

MANUAL DE MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA

Partes de la máquina



1. **Motor:** Monofásico, potencia de 1/3 HP, velocidad de 1608 RPM.
2. **Acople:** Tipo cardán que trabaja perfectamente bajo condiciones de gran angularidad.
3. **Chumacera:** Chumacera P207 con ejes de libertad que funcionan como soporte y pivote.
4. **Mandril:** Mandril de diámetro de 21 mm con 3 muelas.
5. **Eje:** Ejes que transmiten el movimiento circular generado por el motor.
6. **Estructura:** Estructura metálica (A36), cubierta con pintura anticorrosiva.
7. **Porta masas:** Mecanismo para aplicación de carga (carga máxima 294 N·m).
8. **Sistema de control:** Sistema que energiza todo el sistema, tiene un botón para iniciar y un botón de paro o emergencia.
9. **Probeta:** Probeta mecanizada según la norma aplicada para cada material diferente.

Componentes electromecánicos

1. **Encoder HEIDENHAIN ERN 420:** Se implemento un encoder que nos permita medir las revoluciones exactas a la que gira nuestro motor, así también poder contar el número de vueltas (ciclos) que ha dado nuestro ensayo antes de su fractura.

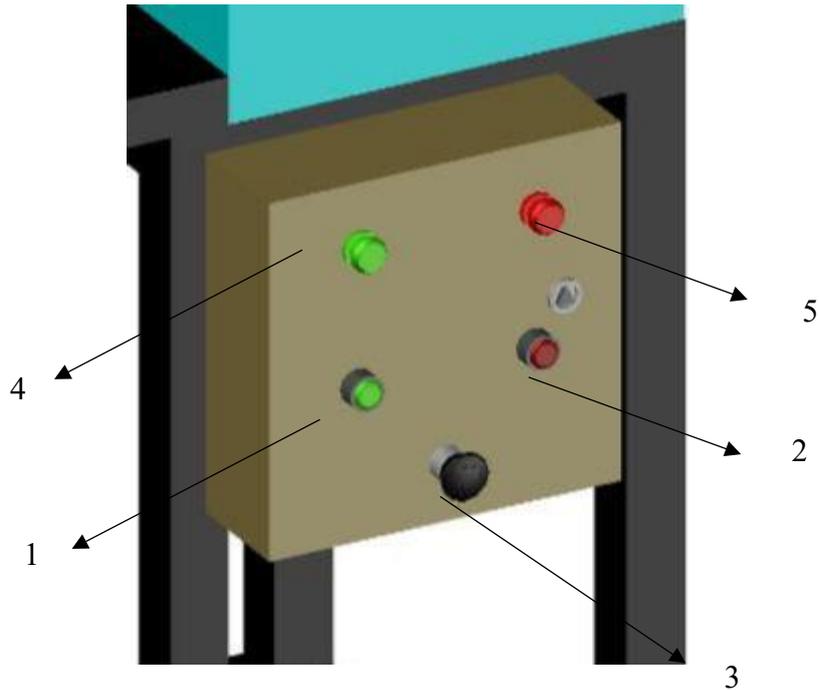


2. **Final de carrera:** Con la ayuda de un final de carrera se determina el estado de la prueba, mientras la probeta de prueba se encuentra en su sitio el sensor proporciona un estado 1 lógico al PLC, una vez finalizado el ensayo, es decir, cuando se llega al punto

de fractura de la probeta el switch proporciona un 0 lógico al PLC, enviando una señal de apagado del motor automáticamente.



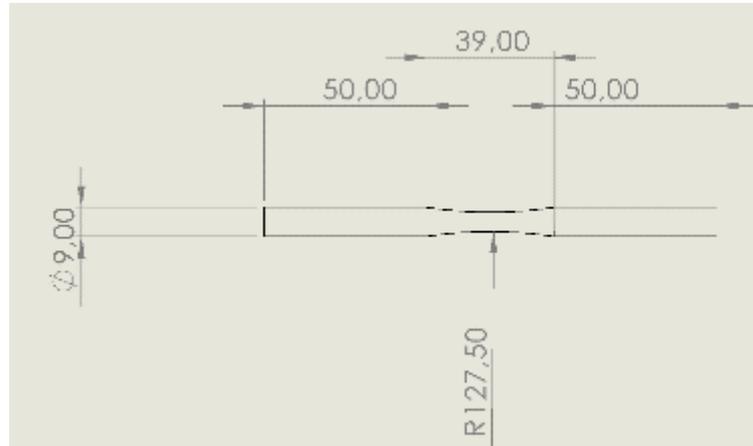
Funcionamiento del sistema de control



1. **Interruptor de encendido:** Pulsador de encendido, sirve para energizar todo el circuito, esta debe ser accionada una vez que la probeta haya sido colocada en la posición para realizar el ensayo.
2. **Interruptor de apagado:** Pulsador de apagado, sirve para cortar la energía del motor y parar el ensayo, esta debe ser accionada una vez que la probeta haya sido colocada en la posición para realizar el ensayo y exista algún inconveniente
3. **Interruptor ON/OFF:** El botón on/off, nos permite cortar la energía de el sistema y poder realizar un mantenimiento o mover algún elemento de la maquina y así asegurar la manipulación de la máquina.
4. **Luz piloto verde:** Al estar encendida esta luz nos indica que el motor se encuentra en funcionamiento.
5. **Luz piloto rojo:** Al estar encendida esta luz nos indica que el final de carrera esta normalmente abierto, al estar apagada la luz roja nos indica que el final de carrera esta normalmente cerrado.

Geometría de la probeta para el ensayo de fatiga

Se ha usado la norma ASTM E466-15 para dimensionar la probeta que se requiere, en la siguiente ilustración se puede observar la sección a la cual se hace referencia para la fabricación de la probeta.



Esta imagen hace referencia a una muestra con radio continuo en los extremos, siendo "R" el radio de curvatura, el cual debe ser al menos ocho veces el diámetro de la pieza. Y la zona de prueba la cual está comprendida por el radio de curvatura debe tener una longitud que sea al menos tres veces el diámetro de prueba. "D" hace representación al diámetro de prueba, el cual será definido según se requiera. Por otra parte, la zona de sujeción debe tener un diámetro de 12 mm, ya que se tiene un mandril de diámetro 21 mm

Seguridad

La máquina de ensayos de flexión rotativa sometidos a fatiga presenta un motor de alta velocidad y elementos mecánicos que pueden ocasionar accidentes. Es por esto por lo que todos los elementos deben estar bien ensamblados y en lo posible cubiertos con protecciones contra accidentes, con indicaciones en cada caso mediante adhesivos de peligros que corre el operario.

Las normas que se debe cumplir para evitar accidentes al realizar los ensayos de fatiga son las siguientes:

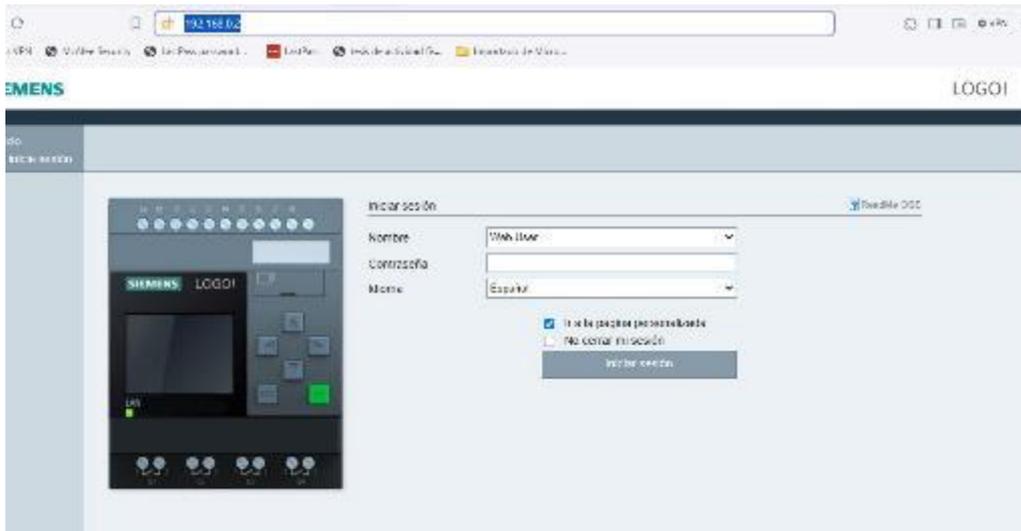
1. Usar el equipo de protección personal (EPP), esto consiste en calzado de seguridad, antiparras, protección auditiva, mandil y guantes de protección.
2. Las personas que tengan el cabello largo deben recogerlo ya que podría ser un peligro al momento de realizar el ensayo, debido a que esta máquina cuenta con un motor con una velocidad de 1608 RPM.
3. Realizar una inspección previa de la máquina, para asegurarse que ningún componente este averiado o necesite algún ajuste.
4. El operador que vaya a usar la maquina debe estar en óptimas condiciones, sin estar alcoholizado o bajo los efectos de sustancias estupefacientes.
5. Cuando la máquina está en funcionamiento, no se debe tocar los ejes o el motor, ya que estos están en movimiento y pueden ocasionar accidentes.
6. No se debe comer o consumir bebidas cerca de la máquina, ya que esto podría averiar el sistema de control.
7. Asegurarse de que el suelo donde esta la maquina este nivelado para evitar vibraciones ocasionadas por la falta de nivelación y las rotaciones del motor.

Funcionamiento

Para dar un buen funcionamiento a la máquina se debe seguir con las siguientes indicaciones:

1. Revisar las normas de seguridad anteriormente propuestas.
2. Verificar si las medidas de la probeta corresponden a la geometría que se ha dado para el ensayo.
3. Energizar el sistema de control con el interruptor de encendido.
4. Conectar el cable ethernet a una computadora para acceder a la interfaz de la máquina.
5. Abrimos un navegador de internet e ingresamos la siguiente dirección IP, es indispensable haber cumplido el paso anterior, caso contrario no se podrá acceder a la interfaz.

Dirección IP: 192.168.0.2



6. Ingresar la clave de acceso a la interfaz (UPS2024)

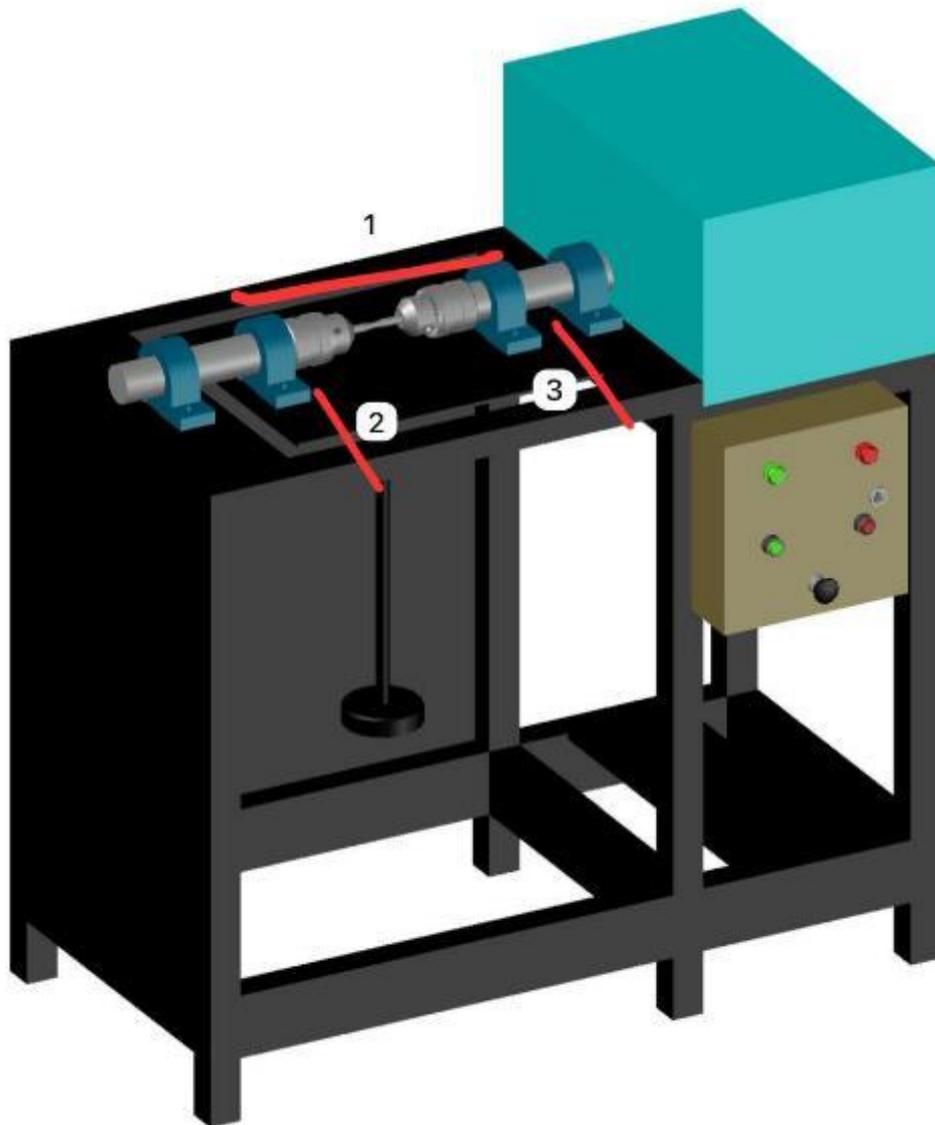


7. Verificar el ingreso a la interfaz de la maquina



En la interfaz podemos observar el tiempo transcurrido desde que inicia el ensayo hasta que finaliza, el número de ciclos que ha dado la probeta antes de su fractura, los rpm del motor en funcionamiento, hora y fecha actuales, botones de encendido y apagado ya que la maquina cuenta con una automatización mediante un PLC que nos permite dar inicio o finalizar un ensayo directamente en la interfaz, también se lo puede hacer de manera manual al accionar los interruptores antes mencionados.

8. Verificar la alineación correcta de todos los elementos que conforman la máquina, así como los mandriles, mesa de trabajo y probeta, para esto usaremos el nivel y laser proporcionados por el docente encargado de la máquina.
9. Al colocar la probeta los ejes deben estar centrados correctamente y nivelados para no provocar alteraciones en las rotaciones que genera el motor, al igual que es de suma importancia nivelar tanto horizontal como vertical la mesa de trabajo y los mandriles para un ensayo exitoso y confiable, se recomienda nivelar en los 3 puntos estratégicos mostrados en el siguiente ejemplo:



10. Ajustar los mandriles en sus 3 muelas para que la probeta no tenga desplazamientos involuntarios.
11. Cargar las masas que se requiera en el ensayo en la porta masas.
12. Iniciar el ensayo con el botón de encendido manual o en la interfaz.
13. Una vez que haya una fractura en la probeta, el final de carrera cambiara a la posición normalmente cerrado, el cual apaga el motor finaliza el ensayo e indica en la interfaz el número de ciclos y el tiempo transcurrido que se ha generado antes que ocurra la falla en la probeta.
14. Para realizar un nuevo ensayo se oprime el botón de resetear parámetros.

Guía de mantenimiento

- Se debe tener en cuenta que la seguridad y el mantenimiento van de la mano
- Al efectuar el mantenimiento, la persona quedara expuesta a superficies calientes o partes en movimiento que podría ocasionar lesiones.
- Antes de ejecutar cualquier tipo de mantenimiento o reparación, hay que desconectar el cable de corriente principal.
- Para asegurar la vida útil de trabajo de la máquina de ensayos de fatiga y una eficiente operación de esta, se debo realizar mantenimientos preventivos y programados.
- El mantenimiento programado será continuo y se lo realiza cada mes; pero es muy importante que también se realice un mantenimiento preventivo, este mantenimiento no está programado ya que se lo realiza antes de empezar el funcionamiento de la máquina, esto evitara daños o anomalías a futuro.
- A continuación, el mantenimiento programado de la maquina:

PARTES DE LA MÁQUINA	Mantenimiento				Tiempo				
	Ajuste	Chequeo	Inspección	Lubricación	1 mes	2 meses	3 meses	6 meses	1 año
Tornillos	x				x				
Motor eléctrico			x		x			x	
Encoder		x			x		x		
Sistema de control		x			x		x		
Acople tipo Cardan	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Ejes			x		x			x	
Chumaceras	x	x	x	x	x		x		
Conexiones eléctricas		x	x		x		x		
Estructura Soporte	x	x	x				x	x	
Mandriles	x				x				
Placa soporte de los elementos	x		x					x	
Porta masas	x				x				
Final de carrera		x					x		

Planos de la máquina