

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE
ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ALTERNATIVA Y
FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA
MECÁNICA.**

**CRISTHIAN JOHAN ARDILA SÁNCHEZ
JOHN JAIRO PLATA MARTÍNEZ**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2016**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE
FATIGA POR FLEXIÓN ALTERNATIVA Y FLEXIÓN ROTATIVA
PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA.**

**CRISTHIAN JOHAN ARDILA SÁNCHEZ
JOHN JAIRO PLATA MARTÍNEZ**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero mecánico.**

**Director
ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS.
Ingeniero Mecánico, PhD.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2016

Dedico esta tesis a mis padres por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, en toda mi educación, tanto académica, como de la vida, por su incondicional apoyo perfectamente mantenido a través del tiempo.

A mi familia por todo el apoyo que me brindaron durante esta etapa que acaba y que seguramente serán una guía en la etapa que inicia.

Todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.

CRISTHIAN JOHAN ARDILA SANCHEZ

No sólo quisiera dedicar este trabajo
Sino todo cuanto soy y todo cuanto tengo
A los más grandes seres que el destino
Puso en mi camino.

Este proyecto es de, Por y para:

Primeramente Dios quien me da fortalezas en
Aquellos momentos en donde todo parece perdido
A mi madre, padre y hermanas por brindarme su apoyo incondicional
A mis compañeros de ingeniería mecánica por sus consejos.

JOHN JAIRO PLATA MARTÍNEZ.

CONTENIDO.

	Pág.
INTRODUCCION.....	16
1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	17
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.	17
2 JUSTIFICACIÓN.....	19
3 OBJETIVOS.....	20
3.1 OBJETIVO GENERAL.	20
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
4 MARCO TEÓRICO.	21
4.1 LA FATIGA.....	21
4.2 CARACTERÍSTICAS DE LA FRACTURA POR FATIGA.....	23

4.3	TEORÍA SOBRE EL MECANISMO DE LA FALLA POR FATIGA.	28
4.3.1	Teoría de los esfuerzos secundarios	29
4.3.2	Teoría de la histéresis de las deformaciones pseudoelásticas.....	29
4.3.3	Teoría del deslizamiento molecular	32
4.3.4	Teoría de la acritud.....	33
4.3.5	Teoría del amortiguamiento interno.....	34
4.4	ENSAYOS DE FATIGA.	35
4.4.1	Clasificación de los ensayos de fatiga	37
4.5	MAQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA.	37
4.5.1	Formas de aplicación de la carga en flexión rotativa	39
4.5.2	Forma de aplicación de la carga en flexión alternativa	41
4.6	CURVAS S-N	41
5	DISEÑO DE LA MAQUINA DE FATIGA.	45
5.1	GENERALIDADES.....	45

5.1.1	Determinación de las condiciones de operación.	46
5.1.2	Determinación de la carga máxima a aplicar.....	47
5.2	MÓDULO DE POTENCIA,	50
5.2.1	Módulo de potencia para la prueba a flexión alternativa.....	50
5.2.1.1	Selección del motor eléctrico	51
5.2.2	Módulo de potencia para la prueba a flexión rotativa	52
5.2.2.1	Selección del motor eléctrico	58
5.2.3	Selección del acople.....	59
5.3	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES Y SISTEMAS NECESARIOS EN LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA.	59
5.3.1	Sistema de generación de carga alternativa.....	59
5.3.1.1	Cálculo del eje de la excéntrica.....	59
5.3.1.2	Cálculo de conjunto de la rueda excéntrica	63
5.3.1.3	Selección de la biela	68
5.3.1.4	Cálculo del plato alternante.....	70

5.3.1.5	Cálculo del soporte del brazo alternante.....	71
5.3.1.6	Cálculo de los pasadores.....	75
5.3.2	Selección de los brazos alternantes	77
5.3.3	Selección de las mordazas.....	78
5.4	DISEÑO DE LAS PROBETAS.....	79
5.4.1	Probeta plana para el ensayo de flexión alternativa.....	79
5.4.2	Probeta para el ensayo de flexión rotativa.....	80
5.5	MODULO ESTRUCTURAL.....	81
5.5.1	Bastidor.....	81
5.5.2	Mesa del bastidor.....	82
5.6	MÓDULO DE MEDICIÓN Y CONTROL.....	82
6	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ALTERNATIVA Y FLEXIÓN ROTATIVA.....	83
6.1	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	83

7	MONTAJE, VERIFICACIÓN Y PUESTA A PUNTO.....	85
7.1	PUESTA A PUNTO.....	85
7.2	MONTAJE.....	87
7.2.1	Diseño de las pruebas.....	87
7.2.2	Procedimiento.....	88
7.3	VERIFICACIÓN.....	89
7.3.1	PRUEBAS ESPERIMENTALES EN LA MAQUINA.....	93
7.3.1.1	Procedimiento.....	93
7.3.1.2	Determinación de las propiedades del material.....	94
7.3.1.3	Resultados de las pruebas de tracción.....	96
7.3.2	Modo de análisis de los datos para obtener la curva S-N.....	98
7.3.2.1	Procedimiento del ensayoM A-36 para las probetas planas.....	99
7.3.3	Análisis de los datos obtenidos.....	102
7.3.4	Construcción de las grafica S-N para el acero AISI 1045.....	103

7.3.5	Construcción de las grafica S-N para el acero ASTM A-36.....	104
8	COSTOS.....	105
8.1	COSTOS ASUMIDOS POR LA VICERRECTORÍA DE INVESTIGACIÓN Y EXTENSIÓN.....	105
8.2	COSTOS ASUMIDOS POR LOS AUTORES DEL PROYECTO.....	106
8.3	COSTO TOTAL DEL PROYECTO.....	107
9	CONCLUSIONES.	108
10	RECOMENDACIONES.....	109
	CITAS.	110
	BIBLIOGRAFIA.....	113

LISTA DE FIGURAS.

	Pág.
Figura 1. Etapas de desarrollo de fractura por fatiga.	22
Figura 2. Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga.	24
Figura 3. Líneas de playa en rotura por fatiga en flexión unilateral.....	25
Figura 4. Líneas de playa en rotura por fatiga en flexión bilateral.....	26
Figura 5. Esquemas de superficies de fractura por fatiga.	27
Figura 6. Ciclos de histéresis para esfuerzos alternados axiales.....	31
Figura 7. Curva S-N generalizada para acero forjado.....	36
Figura 8. Roturas por flexión rotativa.	40
Figura 9. Flexión en voladizo.	40
Figura 10. Flexión sobre dos apoyos.	40
Figura 11. Flexión sobre dos apoyos cargados.	41
Figura 12. Diagrama de Wöhler (plano de datos esfuerzos - ciclos de vida S – N, resultado de una serie de ensayos de fatiga).	43
Figura 13. Diagrama S-N - Diagrama de Wöhler.	44
Figura 14. Máquina para ensayos de fatiga.	46
Figura 15. Brazos alternantes y probeta.	47
Figura 16. Deformación máxima de la viga.....	48
Figura 17. Módulo de potencia para la prueba de flexión alternativa.....	50
Figura 18. Datos técnicos motor SIEMENS.	52
Figura 19. Módulo de potencia para la prueba a flexión rotativa.....	53
Figura 20. Idealización del sistema.	54
Figura 21. Diagrama cortante y momento del eje.	60
Figura 22. Deformación del eje de la excéntrica.	62
Figura 23. Esfuerzos equivalentes sobre el eje de la excéntrica.	63

Figura 24. Conjunto de la rueda excéntrica.	64
Figura 25. Deformación total en la corona.	66
Figura 26. Esfuerzos equivalentes en la corona.	66
Figura 27. Factor de seguridad en la corona.	67
Figura 28. Biela.	69
Figura 29. Características de la biela.	70
Figura 30. Plato alternante.	71
Figura 31. Soporte del brazo alternante.	73
Figura 32. Brazos alternantes.	77
Figura 33. Copa de torno.	78
Figura 34. Probeta plana para el ensayo de flexión alternativa.	79
Figura 35. Probeta para el ensayo a flexión rotativa.	80
Figura 36. Bastidor.	81
Figura 37. Mesa bastidor.	82
Figura 38. Montaje.	84
Figura 39. Anclaje al piso.	85
Figura 40. Sistema de control.	86
Figura 41. Circuito eléctrico.	86
Figura 42. Montaje de las probetas.	87
Figura 43 . Des alineamiento angular.	90
Figura 44. Des alineamiento paralelo.	91
Figura 45. Equipo de alineamiento de ejes.	91
Figura 46 . Equipo de alineamiento de ejes montado en la máquina.	92
Figura 47. Barra de acero para alinear chumaceras.	92
Figura 48. Verificación.	93
Figura 49. Máquina universal de ensayos shimadzu modelo AG-X.	95
Figura 50. Grafico de esfuerzo vs deformacion acero AISI 1045.	96
Figura 51. Esfuerzo vs deformacion astm A 36.	97
Figura 52. Probetas ensayadas a traccion en la maquina Shimadzu.	98
Figura 53. Datos de fatiga por flexión, Curva S-N para aceros.	99

Figura 54. Probetas para ensayo a flexión rotativa. 100
Figura 55. Probetas para ensayo a flexión alternativa. 101
Figura 56. Curva S-N para el material AISI SAE 1045..... 103
Figura 57. Curva S-N para el material ASTM A-36. 104

LISTA DE TABLAS.

	Pág.
Tabla 1. Dimensiones corona.	65
Tabla 2. Dimensiones piñón.....	68
Tabla 3. Propiedades mecánicas del ensayo a tracción para el acero AISI 1045 y el ASTM A36.....	98
Tabla 4. Datos pruebas a flexión rotativa.....	100
Tabla 5. Datos pruebas a flexión alternativa.....	101
Tabla 6. Costos intelectuales.....	105
Tabla 7. Costos de partes para la construcción.....	105
Tabla 8. Costos de la construcción.....	106
Tabla 9. Gastos varios.....	106
Tabla 10. Costos del sistema eléctrico.....	107
Tabla 11. Costo total.....	107

LISTA DE ANEXOS.

Pág.

ANEXO A MANUAL DE OPERACIÓN.....	
ANEXO B. MANUAL DE MANTENIMIENTO.	
ANEXO C. PLANOS..	
ANEXO D. PLANOS PROBETAS.	
ANEXO E. PROPIEDADES ACEROS..	

NOTA:

**LOS ANEXOS DE ESTE PROYECTO PUEDEN CONSULTARSE EN
BIBLIOTECA UIS: SALA BASE DE DATOS**

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ALTERNATIVA Y FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA.*

AUTORES: CRISTHIAN JOHAN ARDILA SANCHEZ

JOHN JAIRO PLATA MARTÍNEZ**

PALABRAS CLAVE: Máquina de fatiga, curva SN, fatiga alternativa.

DESCRIPCIÓN:

El objeto del presente trabajo de grado, es contribuir con la misión de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, de formar profesionales de alta calidad, fomentando el estudio del fenómeno de la fatiga, por medio del diseño y construcción de una máquina que permita el ensayo de muestras a flexión rotativa y a flexión alternativa, basados en la norma ASTM E606 [1].

La fatiga es una de las causas más importantes de falla de las partes de una máquina, y por lo tanto de paradas no previstas de la producción, en empresas donde se requiera maquinaria industrial. De todas la fallas por fractura que ocurren en la industria, aproximadamente el 90% se deben a problemas de fatiga en los materiales [2]. Existen diferentes factores como los geométricos, ambientales, mecánicos metalúrgicos, entre otros, que son los causantes de la fatiga en materiales, estos factores inciden en el aumento de los esfuerzos locales y por lo tanto en el inicio de la fatiga.

El banco de ensayos presenta un diseño modular, que consta de una estructura soporte, un sistema de aplicación de potencia y un sistema de medición y control que se encargue de recaudar los datos de los sensores.

Este diseño es inédito, ya que el banco cuenta con la posibilidad de realizar flexión rotativa y flexión alternativa, sin necesidad de ajustes significativos en la máquina.

* Proyecto de Grado. Modalidad investigación.

** Facultad de ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Alberto David Pertuz Comas.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MACHINE OF TESTS OF IT TIRES FOR ALTERNATIVE FLEXION AND REVOLVING FLEXION FOR THE SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING.*

AUTHORS: CRISTHIAN JOHAN ARDILA SANCHEZ
JOHN JAIRO SILVER MARTÍNEZ**

KEYWORDS: Machine of fatigue, curved SN, tires alternative.

DESCRIPTION:

The object of the present grade work, is to contribute with the mission of the INDUSTRIAL UNIVERSITY DE SANTANDER, of forming professionals of high quality, fomenting the study of the phenomenon of the fatigue, by means of the design and construction of a machine that it allows the test of samples to revolving flexion and alternative flexion, based on the norm ASTM E606 [1].

The fatigue is one of the most important causes in flaw of the parts of a machine, and therefore of not foreseen stops of the production, in companies where industrial machinery is required. Of all the flaws for fracture that they happen in the industry, approximately 90% is due to problems of fatigue in the materials [2]. Different factors like the geometric, environmental, mechanical metallurgists exist, among other that are the causing of the fatigue in materials, these factors impact in the increase of the local efforts and therefore in the beginning of the fatigue.

The bank of tests presents a design to modulate that consists of a structure it supports, a system of application of power and a mensuration system and control that he/she takes charge of collecting the data of the sensors.

This design is unpublished, since the bank has the possibility of carrying out revolving flexion and alternative flexion, without necessity of significant adjustments in the machine.

* *Working Grade. Research mode.*

** *Faculty of Physical-mechanical engineering. School of Mechanical Engineering. Director Alberto David Pertuz Comas.*

INTRODUCCION.

Las fallas originadas por fatiga en los elementos mecánicos de la maquinaria moderna son una de las principales causas de paros no previstos en distintas líneas de producción de la industria mundial, generando pérdidas económicas significativas y reduciendo la vida útil de los diferentes equipos implicados en la manufactura de un producto y/o en el buen funcionamiento de un proceso. A diferencia de las fallas estáticas, que son predecibles y de fácil estudio, las fallas por fatiga son difíciles de detectar y por lo tanto peligrosas. Es por esto que los ingenieros deben tener especial cuidado, cuando se está realizando un proyecto de diseño, ya que los fallos por fatiga suelen ser catastróficos.

Actualmente existen varios métodos para la caracterización de los materiales, con pruebas tanto destructivas como no destructivas, con modelos que son de gran ayuda para predecir cómo se comportaría determinado material en condiciones de trabajo reales. Los ensayos de fatiga hacen parte fundamental para el diseño de máquinas, permiten estudiar un fenómeno antes de presentarse en la industria.

En este proyecto se da un aporte al estudio de la fatiga con la construcción de un banco de pruebas para flexión rotativa y flexión alternativa, que permite ensayar dos tipos geométricos de especímenes. Los especímenes cilíndricos, usados en flexión rotativa y los especímenes planos, usados en flexión alternativa, fueron diseñados siguiendo las recomendaciones de la norma ASTM E606. Con la investigación desarrollada se pretende dar inicio a un programa de investigación en la caracterización de materiales, con miras en la futura renovación de la planta física de la escuela de Ingeniería Mecánica.

1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.

El monitoreo de los equipos industriales ha presentado grandes retos en las últimas décadas, ya que cada vez se hace más difícil el predecir cómo, cuándo y porque va a suceder una falla. Los esquemas de mantenimiento usados a lo largo de los años consisten en paradas periódicas de las plantas de producción y el reemplazo de los componentes, que cumplido cierto tiempo de operación se asumen defectuosos. La interrupción muchas veces injustificada de las máquinas y de una planta de producción genera pérdidas de dinero e inconvenientes para las empresas.

De todas la fallas por fractura que ocurren en la industria, aproximadamente el 90% se deben a problemas de fatiga en los materiales, esta es la principal causa de fractura de piezas de máquinas empleadas principalmente en los sectores automotriz y metalmecánico, de allí la importancia de conocerla y saber cómo prevenirla [2,3]. La selección inadecuada de materiales, errores de diseño, fabricación y sobrecarga de las maquinas son los principales causantes de la fatiga. Todas las piezas de máquinas que estén sometidas a esfuerzos cíclicos o cargas repetitivas, en cualquier momento pueden presentar problemas de fatiga, por lo que resulta indispensable conocer la forma de disminuir los efectos de este tipo de falla, determinando la resistencia de los materiales y los esfuerzos o cargas máximas permitidas para cada caso.

Por lo tanto en el área de ingeniería es de vital importancia tomar en cuenta este fenómeno al momento de diseñar un elemento mecánico. El estudio del fenómeno se realiza elaborando una serie de equipos que permitan ensayar los materiales bajo condiciones controladas para el estudio de fallas generadas por fatiga,

brindando la confiabilidad a la hora de seleccionar un material y el dimensionamiento correcto de piezas [3,4].

2 JUSTIFICACIÓN.

La fatiga es un fenómeno que se ha estudiado desde hace tiempo. Sin embargo, al observar los fallos cotidianos en componentes y estructuras empleados en el campo de la ingeniería, se confirma su importancia tanto en el campo de la investigación, como en la docencia [4,5]. En la actualidad, la Escuela de Ingeniería Mecánica de nuestra Universidad, no cuenta con un equipo para evaluar la fatiga que permita la identificación, el análisis y la caracterización de las propiedades mecánicas en elementos de máquinas bajo esta condición. Con la máquina de ensayos se pretende contribuir y apoyar las líneas de investigación que conjuntamente se abordan en el grupo de investigación en energía y medio ambiente GIEMA, en los temas del modelado computacional de grietas generadas por fatiga. También permitirá contribuir con la misión de la universidad y el desarrollo pedagógico-práctico de los estudiantes mostrando una de las principales fallas de los elementos de máquinas. Con el fin de disponer de la información científica necesaria, que contribuya al desarrollo industrial, se desea desarrollar y construir una máquina de ensayos de fatiga, en la Escuela de Ingeniería Mecánica, inédita en cuanto a la aplicación de un momento constante en la zona de ensayos que trabaje a flexión alternativa y flexión rotativa.

3 OBJETIVOS.

3.1 OBJETIVO GENERAL.

- ✓ Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander de formar profesionales con capacidad de investigación e innovación, proporcionando un desarrollo académico integral de los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica por medio de la implementación de nuevas tecnologías dentro de los laboratorios de la Universidad industrial de Santander, enfocándose en desarrollo pedagógico-practico del estudiante para acercarlo a problemas reales, con la intensión de aportar crecimiento en el desarrollo ingenieril.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- ✓ Estudiar el arte de la fatiga y de las diferentes tecnologías de máquinas de ensayo de fatiga existentes en el mercado.
- ✓ Diseñar una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa y flexión rotativa para la escuela de ingeniería que cumpla con la norma ASTM E-606.

Parámetros:

- Fuerzas aplicables serán entre 10 y 100 KN.
 - La aplicación de la carga a momento constante en la zona de ensayo.
 - La frecuencia de aplicación de la carga debe poder variarse de 10 a 50 Hz.
- ✓ Construir una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa y flexión rotativa para la escuela de ingeniería mecánica especificada anteriormente.
 - ✓ Realizar el montaje, verificación y puesta a punto del correcto funcionamiento de la máquina de ensayos.

4 MARCO TEÓRICO.

4.1 LA FATIGA.

En la forma general se denomina fatiga al fenómeno que sufren los materiales o ciertas piezas de máquinas sometidas a esfuerzos variables y repetidos gran número de veces, en las cuales se presenta una microfisura que se empieza a propagar hasta presentar su rotura [5].

En la mayoría de los ensayos para determinar las propiedades de los materiales se aplica una carga en forma gradual, proporcionando suficiente tiempo para que la deformación se desarrolle en su totalidad, a este tipo de cargas se les denomina carga estática [6]. Este modelo es una buena aproximación a las condiciones reales a las que estarán sometidos muchos elementos de máquinas y estructuras.

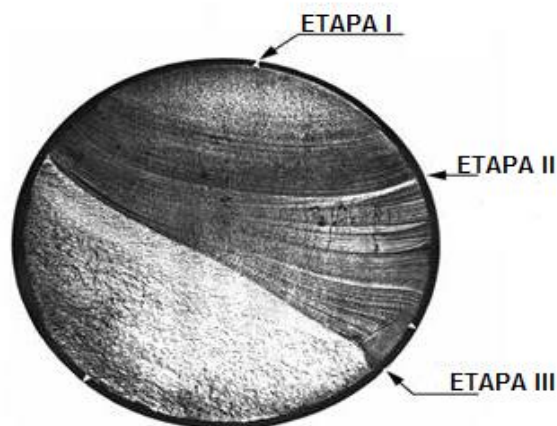
Sin embargo existen situaciones en las que algunos elementos van a estar sometidos a cargas que varían o que se repiten en el tiempo, como un eje rotatorio el cual experimenta cargas de tensión y compresión por cada revolución del eje, a este tipo de cargas se denomina *carga dinámicas* [6].

Se ha observado que las piezas mecánicas fallan a niveles de carga menores cuando son sometidas a cargas dinámicas en comparación a cuando la carga aplicada es estática. Las fracturas por carga estática presentan en general una deflexión muy grande, lo que sirve como advertencia para que se presente la falla en la pieza, lo que diferencia a las fracturas por carga dinámica, que son repentinas y sin ningún tipo de advertencia, a este tipo de falla se le denomina *falla por fatiga* [4,6].

Según la American Society for Testing and Materials la fatiga se define como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos” [7].

Aunque la apariencia de la falla por fatiga se asemeja al de la fractura frágil, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y surgen a partir de tres etapas de desarrollo.

Figura 1. Etapas de desarrollo de fractura por fatiga.



FUENTE: adaptación del ASM Metals Handbook.

La **etapa I** (iniciación) es el inicio de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica, a menudo la microgrieta se detiene debido a la dificultad que presenta en atravesar los bordes de grano, pero si la carga es algo más alta o con un suficiente número de ciclos, ésta reinicia la propagación en el grano adjunto. Normalmente, las grietas en esta etapa no pueden verse a simple vista.

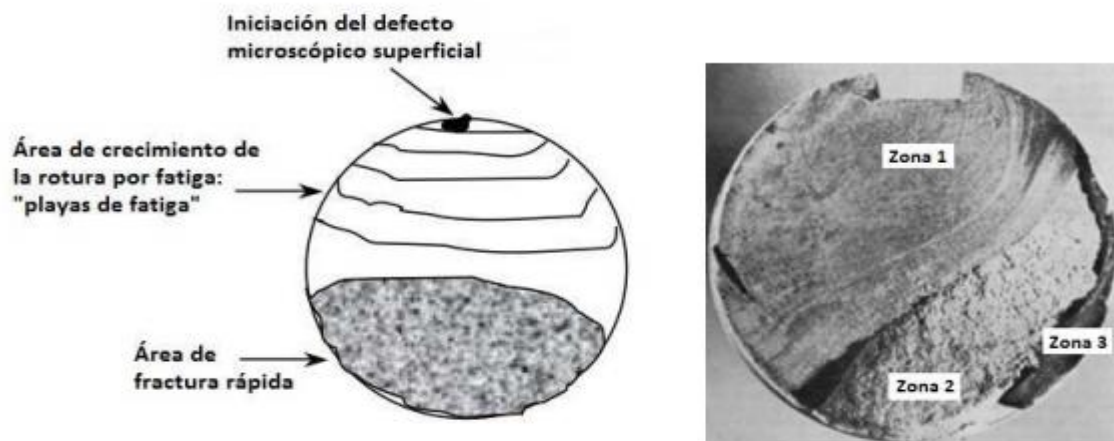
En la **etapa II** (propagación estable) las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. Abarca la mayor parte de la duración del proceso de fatiga y se extiende desde el momento en que se produjo la deformación generalizada hasta la aparición de una grieta visible. Estas superficies pueden tener marcas oscuras y claras conocidas como *marcas de playa*, o *marcas de concha*.

La **etapa III** (propagación acelerada) ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida.

4.2 CARACTERÍSTICAS DE LA FRACTURA POR FATIGA.

El origen de la rotura por fatiga es un punto de concentración de tensiones en la superficie de rotura debidas a marcas de herramienta, raspaduras y rebabas, cambios rápidos en la sección transversal o La propia composición del material después de su procesado. La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo. Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos claramente diferenciadas [6,7]. La Figura 2 ilustra un ejemplo clásico de la rotura por fatiga de un eje.

Figura 2. Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga.



Fuente: Metodología para el análisis a fatiga mediante el código pro engineer.

- ✓ Zona 1: Es la zona con más sección, corresponde a la propagación lenta de la grieta (fuente de concentración de tensiones). Suele tener un aspecto liso y a veces es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura) una vez rota la pieza. La mayor o menor nitidez con las que aparecen estas líneas o estrías dependen de la naturaleza del material.
- ✓ Zona 2: Corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la sección del eje.
- ✓ Zona 3: Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga [8].

En la falla por fatiga de piezas de acero, estas presentan generalmente dos zonas bien definidas: la primera es una zona brillante o aterciopelada que constituye la fractura de fatiga propiamente dicha, y una segunda zona fibrosa que forma la fractura final instantánea. Estas características indican una rotura repentina sin

deformación previa. El origen de la falla por fatiga en una pieza se puede presentar en una entalla, un ángulo vivo o cualquier fisura que deje el mecanizado [9].

En la mayor parte de las piezas en servicio que fallan por fatiga se observa en la zona de fractura unas divisiones en líneas paralelas, como se muestra en las Figuras 3 y 4. Estas líneas corresponden a periodos de esfuerzos separados unos de otros por periodos de descanso o reposo. Las líneas corresponden a los sucesivos frentes de la fractura por fatiga comúnmente llamadas líneas de playa.

Figura 3. Líneas de playa en rotura por fatiga en flexión unilateral.

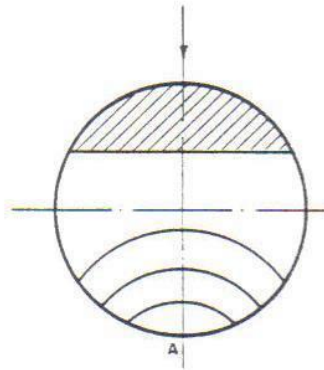
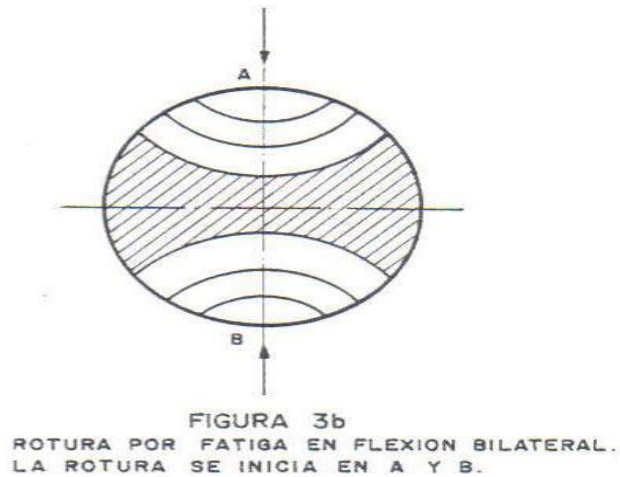


FIGURA 3a
ROTURA POR FATIGA EN FLEXION UNILATERAL.
LA ROTURA SE INICIA EN A, DONDE EL ES-
FUERZO DE TRACCION ES MAXIMO.

Fuente: www.fomento.es

Figura 4. Líneas de playa en rotura por fatiga en flexión bilateral.



Fuente: <http://www.fomento.es>

Las roturas por fatiga que se presentan en las piezas se pueden clasificar según la naturaleza de las cargas que soportan en:

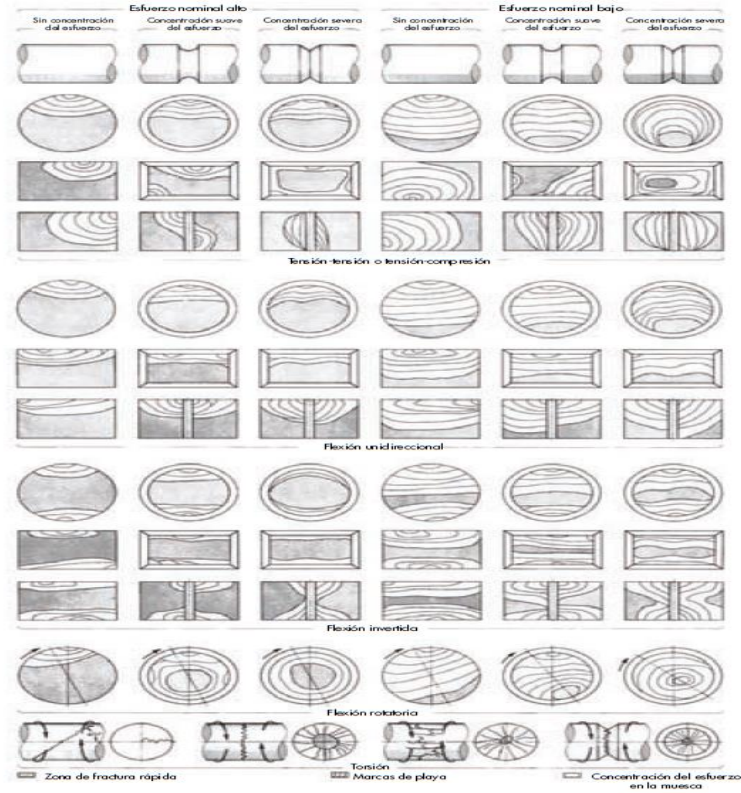
- ✓ Roturas por cargas axiales.
- ✓ Roturas por flexiones planas.
- ✓ Rotura por flexión rotativa.
- ✓ Rotura por torsión.
- ✓ Roturas por torsiones y tracciones alternadas combinadas.

La rotura por fatiga se produce en forma de arco de círculo alrededor de un punto de la superficie exterior, no solo porque el máximo esfuerzo se encuentra allí si no debido a los cristales de la superficie al no estar reforzados por otros cristales en todos los lados, están más expuestos a ser los primeros sometidos a deslizamientos o cortadura.

La fisura progresa en forma de arcos elípticos que tiene como punto de partida una pequeña elipse, cuyo centro es el origen de la fractura. El eje mayor de estas elipses se inclina progresivamente a medida que aumenta el arco.

Cuando se trata de una sección entallada circularmente la zona de fractura de fatiga se inicia sobre toda la circunferencia para dejar una zona de fractura final en el centro de la sección si la rotura se debe a una carga fuerte, o excéntrica si la rotura se debe a una carga débil. Esto se puede observar en la *Figura 5*.

Figura 5. Esquemas de superficies de fractura por fatiga.



Fuente: DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. Octava edición. pág. 260

4.3 TEORÍA SOBRE EL MECANISMO DE LA FALLA POR FATIGA.

Desde que se dio a conocer el fenómeno de fatiga, se empezaron a formular teorías sobre el mecanismo de falla. En un comienzo estas teorías concordaban con las teorías de elasticidad en las cuales se atribuía la rotura, ya fuera por sobrepasar un esfuerzo máximo o una deformación máxima.

Las teorías que en un comienzo se admitieron fueron las de Rankine, Saint Venant y Coulomb; pero estas teorías eran insuficientes ya que con la teoría de la elasticidad se podía calcular de una manera precisa los esfuerzos estáticos, pero los resultados no eran exactos en los casos de esfuerzos dinámicos. Además esta teoría admite una repartición uniforme de esfuerzos, lo cual no es cierto en piezas de máquinas que producen concentraciones de esfuerzos debidos a su propia forma como cambios de sección, entallas, taladros, y otros.

Por otra parte la ley de Hooke, que para esfuerzos estáticos se considera como prácticamente exacta, puede no ser aplicable en el caso de esfuerzos dinámicos, porque el valor del esfuerzo no implica siempre la desaparición instantánea del alargamiento correspondiente, sino que se presenta generalmente una forma de histéresis; y cuando el esfuerzo aplicado no es muy pequeño, el metal después de la supresión del esfuerzo, tiene necesidad de un cierto tiempo para recordar su longitud primitiva [10].

Lo explicado anteriormente ha llevado a la formulación de otras teorías que tienen por base la discusión de los tres principios fundamentales de la resistencia de los materiales:

- ✓ La homogeneidad de la materia.
- ✓ La regularidad de la distribución de esfuerzos.
- ✓ La exactitud de la ley de Hooke.

Los dos primeros principios se refieren a un conjunto de teorías que están agrupadas bajo el título de teoría de los esfuerzos secundarios. El tercer principio está referido a la teoría de la histéresis de las deformaciones pseudoelásticas.

4.3.1 Teoría de los esfuerzos secundarios. Enunciada principalmente por Griffith. Centra su estudio en la gran diferencia que existe entre la resistencia efectiva de los cuerpos sólidos y la resistencia que deberían tener de acuerdo con las fuerzas de la cohesión molecular.

Griffith emitió la hipótesis que todos los sólidos están plagados de minúsculos defectos o inclusiones sub-microscópicas, y formulo la idea de que si se pudieran retirar completamente los defectos de los metales se duplicaría su resistencia; ésta también se puede afectar por la existencia de esfuerzos internos producto de tratamientos térmicos o mecánicos, los cuales sobrepasan algunas veces la carga de rotura. Por tanto debido a la existencia de inclusiones y esfuerzos internos, los metales se encuentran sometidos a esfuerzos secundarios, no despreciables que son las llamadas puntas de tensión.

Cuando los esfuerzos aplicados son variables, repetidos o alternativos, combinados con los esfuerzos secundarios se hace posible determinar con anticipación la falla. La resultante es una grieta microscópica origen de la rotura interior del metal, la cual depende de qué tan importantes y numerosos sean los esfuerzos.

4.3.2 Teoría de la histéresis de las deformaciones pseudoelásticas. Cuando un metal se somete a un esfuerzo de tracción progresivo creciente y se miden los esfuerzos y deformaciones correspondientes se comprueba:

- ✓ Los alargamientos son proporcionales a los esfuerzos, mientras éstos no exceden de un cierto valor.

- ✓ Si se suprime el esfuerzo, el metal recobra sus dimensiones iniciales, debido a su propiedad de elasticidad.

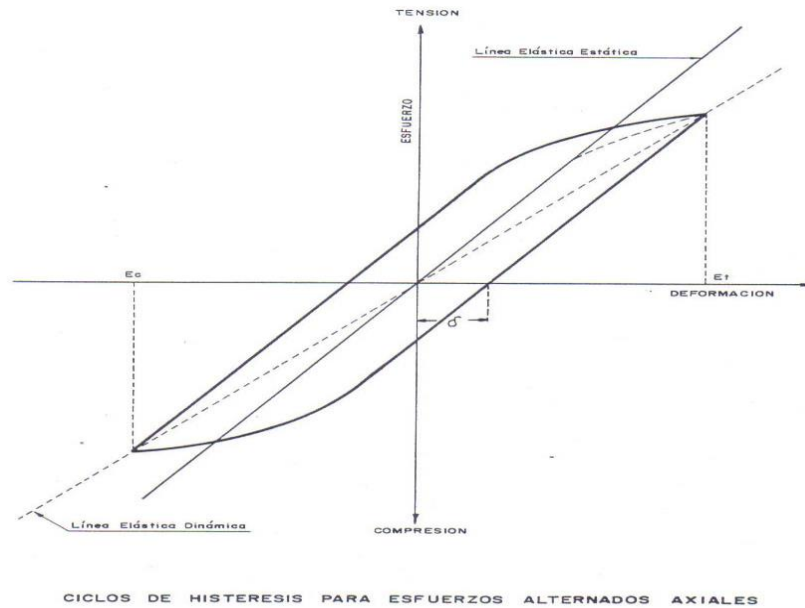
También se ha comprobado mediante registros gráficos de los fenómenos, que la curva de esfuerzos decrecientes no coincide con la de esfuerzos crecientes, porque existe una histéresis de las deformaciones que pueden por esta razón, llamarse pseudoelásticas.

Schenck expuso que se produce rotura por fatiga cuando el módulo de elasticidad dinámico llega a ser inferior al módulo de elasticidad estático, debido a la aparición de deformaciones irreversibles causadas por la histéresis. En los ensayos de esfuerzos alternados de tensión el ciclo presenta la forma indicada en la Figura 6, la cual muestra que el módulo de elasticidad dinámico, caracterizado por la pendiente de la recta que une las vértices del ciclo, es menor que el módulo estático. En el ciclo mecánico, esfuerzo-deformación se puede presentar un área apreciable que se traduce por la energía disipada en forma de calor. Cuando el metal es solicitado partiendo del reposo, el área del ciclo aumenta con el número de sollicitaciones.

Por tanto el mecanismo de la fatiga de los metales, se puede considerar en principio como una acción destructora, que provoca la dislocación de los cristales y el avance de la fisura, y por otra parte, una acción restauradora debido al fenómeno de acomodación. La duración está condicionada por la resultante de estas dos acciones, y el estado de equilibrio corresponde al límite de fatiga.

El límite de fatiga es una propiedad particular de cada metal dependiendo del esfuerzo variable a que esté sometido y de la naturaleza de dicho esfuerzo.

Figura 6. Ciclos de histéresis para esfuerzos alternados axiales.



Fuente: <http://www.material.fis.ucm.es/laboratorios/Licenciatura/labfes/guiones/>

Es un límite de resistencia que corresponde a la máxima amplitud del esfuerzo que puede aplicarse indefinidamente, sin provocar la rotura. Este es un límite convencional para el cual la rotura no tiene lugar al cabo del número de ciclos de esfuerzos que se considera ha de soportar normalmente durante la duración del servicio.

4.3.3 Teoría del deslizamiento molecular. Los precursores de esta teoría son Ewing y Humfrey quienes estudiaron desde el punto de vista metalográfico, hierro sometándolo a flexiones alternadas y comprobaron la formación de bandas de deslizamiento en los cristales de la ferrita, cuyo número aumenta con el número de esfuerzos. Cuando estas bandas de deslizamiento cubren la superficie total de los cristales, aparece la rotura. Cuando el esfuerzo es inferior al límite de fatiga solo se producen bandas aisladas que no se extienden. Por consiguiente el proceso de fatiga se inicia con un deslizamiento progresivo según planos cristalinos en el interior de los cristales. Este deslizamiento es más notorio en aquellas regiones donde el metal es menos homogéneo y en las proximidades de inclusiones de impurezas.

Beilby formuló una teoría según la cual el metal se transforma en amorfo en las zonas inmediatas a los planos de deslizamiento, siendo la fase amorfa más dura y frágil que la fase cristalina.

El límite de deslizamiento no es una constante de la materia; depende del trabajo elástico, del número de esfuerzos alternados anteriormente aplicados y de las variaciones de las sollicitaciones en función del tiempo.

4.3.4 Teoría de la acritud. Bauschinger expuso la teoría que bajo cargas alternativas, el metal adquiere un nuevo límite elástico más elevado que el inicial. Para un cierto valor del esfuerzo se producirá en el metal un alargamiento plástico a lo largo de los planos privilegiados. Concluido el resbalamiento, el metal en las proximidades del plano de deslizamiento sufre una acritud. El efecto del deslizamiento es disminuir el esfuerzo sobre la superficie de resbalamiento, pero puede causar aumento o disminución del esfuerzo en la región del metal próxima a los planos de deslizamiento; puede tener lugar otro deslizamiento, pero no sobre los planos del mismo. El deslizamiento primitivo produce tensiones internas en zonas vecinas del metal; de ello resulta que la suspensión de la carga es equivalente a la aplicación de un esfuerzo de signo negativo al metal alargado y se producirá un nuevo alargamiento plástico al suprimir el esfuerzo. La nueva distribución de tensiones internas, después de la supresión de la carga, da lugar a un resbalamiento de dirección negativa produciendo la histéresis elástica [11].

Según lo que se conoce del mecanismo de la fatiga las modificaciones debidas a ella son de dos clases:

- ✓ En el primer estado, no peligroso, la estructura del metal esta perturbada por la existencia de deslizamientos, con el endurecimiento correspondiente, como en el caso de la deformación en frío, es susceptible de corregir con un recocido contra acritud.
- ✓ En el segundo estado, que se alcanza si la amplitud de los esfuerzos y el número de ciclos son suficientes, aparecen y desarrollan fisuras que pueden conducir a la rotura.

Entonces aquellas fisuras cuyas dimensiones sean diminutas pueden recuperarse dudosamente mediante un recocido efectuado después de la fatiga, el cual tiene por objeto destruir los deslizamientos aparecidos en el primer estado y, quizás, por difusión volver a soldar las microfisuras cuyos bordes estén unidos. Las fisuras de

ciertas dimensiones no serán susceptibles de reparación y constituirán un daño permanente [9-11].

4.3.5 Teoría del amortiguamiento interno. Investigadores han buscado una relación entre la fatiga y el amortiguamiento. Se admitió que un metal no era capaz de disipar amortiguamiento interno más que cierta cantidad de energía y que si excedía esa cantidad se producía la rotura por fatiga: pero experiencias realizadas más recientemente han comprobado que la capacidad de disipación de energía bajo forma de calor y por amortiguamiento es ilimitada. La amortiguación parece, no tener relación directa con la rotura por fatiga, pero si con la amplitud de los ciclos y temperatura. Por consiguiente, los metales se comportan de una manera muy diferente a la fatiga según la capacidad de amortiguamiento.

En general, los autores que han estudiado la cuestión no están de acuerdo sobre la relación existente entre la capacidad de amortiguamiento y la sensibilidad a las entallas y sobrecargas. Según G. Brophy los aceros de fuerte amortiguamiento serán resistentes al efecto de entalla, pero no a las sobrecargas, mientras que los aceros de amortiguamiento débil resistirán las sobrecargas pero serán más sensibles a las entalladuras.

Después de los ensayos que efectuó Brophy, llegó a la siguiente teoría: la grieta de fatiga resulta de la acumulación del efecto de amortiguamiento o, dicho de otro modo, el hecho de que un esfuerzo variable aplicado constantemente y superior al límite de la fatiga, hace que el amortiguamiento aumente continuamente hasta la rotura. Para un esfuerzo cíclico inferior al límite de fatiga, el amortiguamiento tiende hacia un valor fijo o disminuye constantemente.

4.4 ENSAYOS DE FATIGA.

Aun cuando la descripción general del mecanismo de la falla por fatiga ofrece una hipótesis conveniente para explicarla, esto todavía no permite al ingeniero predecir las características de falla por fatiga de un material sin tener que recurrir a ensayos reales.

En general, los ensayos de fatiga se caracterizan por su larga duración, y pueden clasificarse en ensayos prolongados y ensayos acelerados. Los ensayos prolongados permiten la determinación directa del límite de resistencia a la fatiga de un material a partir de los resultados de los ensayos realizados con una serie de probetas. La relación entre la magnitud del esfuerzo máximo de la probeta (S) y el número de ciclos de vida de esta (N) se representa gráficamente en los diagramas llamados “diagramas de Wholer”. En el eje de las abscisas de este diagrama se puede colocar N , $1/N$, o $\text{Log}N$, ya que puede ser descompuesta en dos tramos casi rectos Figura 6 cuya intersección corresponde al límite de resistencia de la fatiga.

Los ensayos acelerados permiten determinar indirectamente la magnitud aproximada del límite de resistencia a la fatiga, mediante una sola probeta del material analizado. Estos ensayos que generalmente se realizan a flexión rotativa, están basados en la fluencia cíclica del material. Esta propiedad se manifiesta por un brusco aumento de la flecha, temperatura, energía de deformación y demás parámetros que caracterizan el estado de una probeta, al alcanzar en esta la tensión máxima un valor determinado muy cercano al límite de resistencia a la fatiga.

Con los valores que toman diferentes parámetros se trazan curvas, y mediante un procedimiento gráfico se determina el límite de resistencia a la fatiga del material.

Los ensayos acelerados se usan solo para una determinación aproximada del límite de fatiga, y no pueden sustituir a los ensayos prolongados, que hasta ahora son el único medio seguro para tener una idea sobre la resistencia del material en diversas condiciones de trabajo.

Figura 7. Curva S-N generalizada para acero forjado.



CURVA S-N GENERALIZADA PARA ACERO FORJADO

Fuente: www.infoacero.cl

Los ensayos de fatiga están influenciados por la gran cantidad de variables como son el tamaño del espécimen, su forma, acabado superficial, método de fabricación y muchos otros. Estas variables sufren cambios prácticamente despreciables cuando se tratan de ensayos estáticos con materiales dúctiles.

Para la elaboración de un buen ensayo es preciso eliminar la influencia de los factores causales en la resistencia de la probeta, así como tener en cuenta cualquier posible concentración de esfuerzos o de defecto interno. Por todo lo anterior, la selección y fabricación de las probetas tiene una gran importancia. Estas deben ser si es posible de acero de una misma colada. Se requieren de 6 a 12 probetas para cada ensayo, ya que no es posible obtener resultados con un número menor [1].

4.4.1 Clasificación de los ensayos de fatiga. En la mayoría de los ensayos de fatiga se busca que solo exista una variable y que todos los demás factores permanezcan constantes. Con este criterio los ensayos de fatiga pueden clasificarse de la siguiente forma:

- ✓ Por el tipo de carga actuante sobre la probeta: flexión (plana o rotativa), torsión, tensión o una combinación de cargas, además según la forma como fluctúan las cargas.
- ✓ Por el ambiente: generalmente los ensayos de fatiga se realizan a las condiciones ambiente de laboratorio, en vacío o en atmósfera controlada especialmente para el estudio de la fatiga y corrosión simultánea.
- ✓ Por la temperatura: existen tres zonas de temperatura para realizar ensayos de fatiga: Temperatura ambiente (20 – 25 °C); temperaturas inferiores al ambiente y temperaturas superiores al ambiente.
- ✓ Por la frecuencia con lo cual se invierten las aplicaciones de carga sobre la probeta.
- ✓ Por los tratamientos que haya sido sometido el material: recocido, bonificado, nitrurado, y otros.
- ✓ Por el tamaño de la probeta.
- ✓ Por la rugosidad de la superficie.

4.5 MAQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA.

En cuanto a la clasificación de las maquinas se pueden hacer partiendo de la naturaleza de los esfuerzos que actúan, sea cualquiera el modo de sollicitación en función del tiempo.

De esta forma se tienen cuatro categorías principales de máquinas de ensayos:

- ✓ Máquinas de esfuerzos axiales (tracción, compresión).

- ✓ Máquinas de flexión plana o rotativa
- ✓ Máquinas de torsión.
- ✓ Máquinas de esfuerzos combinados; por ejemplo flexión y torsión.

Las máquinas de ensayos de flexión rotativa pueden ser del tipo de momento flector constante o momento flector variable como se muestran esquemáticamente en las Figuras 9 y 10.

En la máquina de momento flector constante, la región de la viga rotativa comprendida entre los dos rodamientos interiores o de carga es sometida a un momento flector constante a lo largo de toda su longitud. Al flectar la probeta, la fibra acortada del metal que trabaja a compresión se encuentra después de una semirevolucion alargada y trabaja a tracción. De esta forma, por la rotación de todas las fibras, excepto la fibra neutra, sufren en cada revolución un ciclo de esfuerzos alternados [4, 7].

Los esfuerzos que actúan sobre cada fibra varían en función del tiempo según una ley sinusoidal con un valor medio nulo; cada revolución corresponde a un periodo o ciclo de esfuerzo. Esta máquina es básicamente del tipo de carga constante y no es adaptable para ensayos con esfuerzo medio diferente de cero.

La máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa con carga en voladizo se muestra. Es muy similar a la anterior, excepto por el momento flector el cual varía a lo largo de la probeta, haciendo que la localización axial de la sección crítica sea importante al aplicar el nivel de esfuerzo deseado.

Se debe tener en cuenta que cuando se van a llevar a la práctica los resultados de los ensayos de fatiga, se requiere un conocimiento cuantitativo de muchas diferencias entre el ensayo del laboratorio y la aplicación real. Entre estas diferencias se incluyen los esfuerzos medios diferentes a cero, la amplitud variable

de los esfuerzos, el medio ambiente, el tamaño y la forma de la pieza, los concentradores de esfuerzo, las rugosidades superficiales, y la dispersión de algunos resultados [1].

4.5.1 Formas de aplicación de la carga en flexión rotativa.

- ✓ En el extremo de una probeta que está empotrada por su otro extremo. El momento de flexión M varía linealmente con la distancia a la sección considerada del eje de aplicación de la carga P (figura 10).
- ✓ En el centro de la probeta que reposa sobre apoyos en sus dos extremos, con aplicación de la carga en un punto. El momento de flexión es constante entre los dos puntos centrales en este caso (figura 11).
- ✓ La sollicitación se aplica en dos puntos. El momento de flexión es entonces constante en toda la longitud de la probeta, e igual al producto de la fuerza por la distancia entre los dos puntos de aplicación de la carga (figura 12).

En los materiales que presentan inclusiones como en los aceros tratados de alta resistencia, la falla alcanza la superficie. En cuanto a la velocidad de fisuración de la grieta, se ha comprobado que crece más rápidamente cuanto más fuerte es el esfuerzo.

Figura 8. Roturas por flexión rotativa.



ROTURAS POR FLEXION ROTATIVA
(LAS REGIONES RAYADAS CORRESPONDEN A LAS ZONAS DE ROTURA FINAL)

Fuente: <http://www.fomento.es>

Figura 9. Flexión en voladizo.

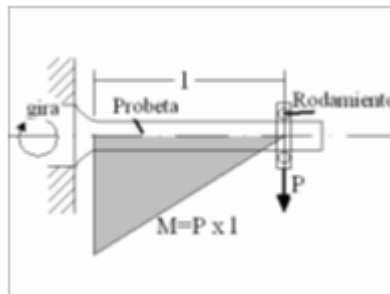


Figura 10. Flexión sobre dos apoyos.

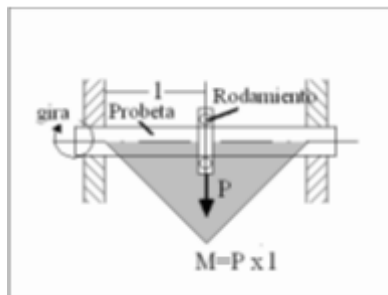
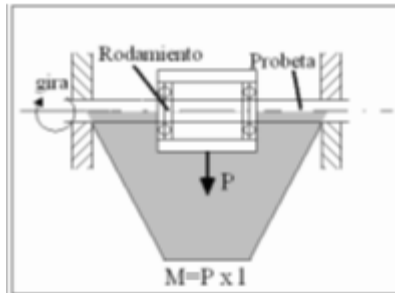


Figura 11. Flexión sobre dos apoyos cargados.



4.5.2 Forma de aplicación de la carga en flexión alternativa. Otro método de ensayo de fatiga, es el de *flexión alternativa*, que consta en aplicar una fuerza determinada en una muestra de sección transversal plana, en la cual todas las fibras situadas a la misma distancia de la fibra neutra están simultáneamente en el mismo estado de tracción o de compresión. La forma de aplicación de la carga varía según el fabricante, siendo el uso de una *excéntrica* la forma de aplicación de carga más usada.

4.6 CURVAS S-N

Los datos básicos de la fatiga para un rango de vida de elevado número de ciclos pueden ser representados de forma conveniente en un gráfico de esfuerzos cíclicos contra logaritmo de vida en ciclos, o también en gráfico logarítmico (log-log) de esfuerzos contra vida [10-12].

Estos gráficos son conocidos con el nombre de curvas S-N, y constituyen una información de fundamental importancia para el diseño de piezas que van a estar sometidas a la acción de cargas dinámicas.

Debido a lo disperso que son los datos de vida a la fatiga a cualquier nivel de esfuerzos, se debe reconocer que no hay una única curva S-N para un material

dado si no una familia de curvas S-N que tienen como parámetros la probabilidad constante de falla en un gráfico de esfuerzo contra vida de ciclos [4, 12].

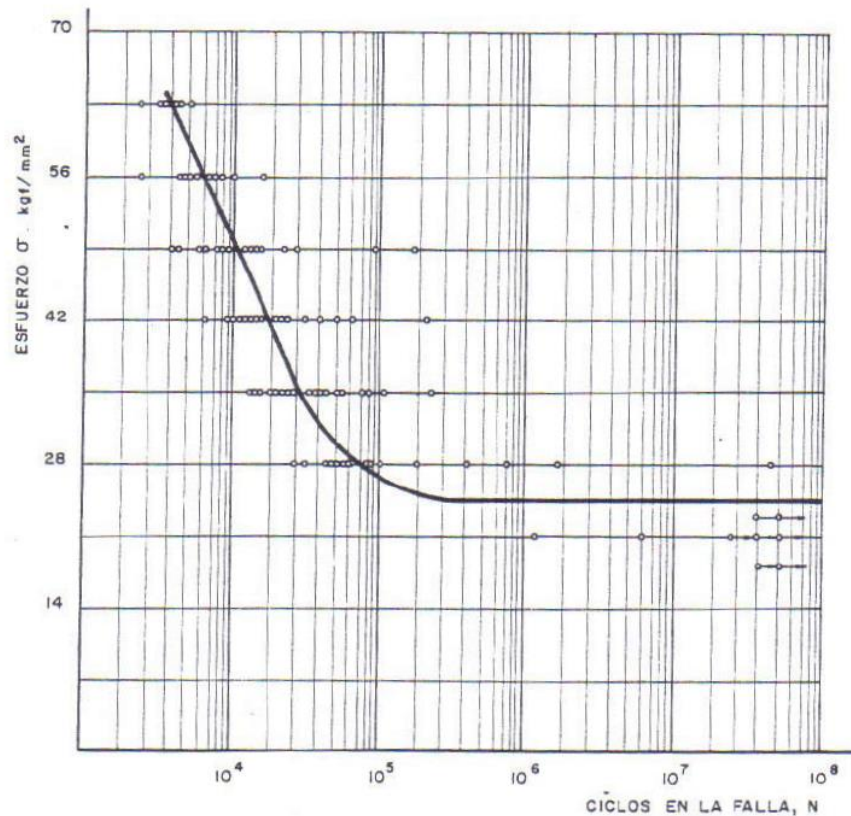
Para el desarrollo de curvas S-N en el laboratorio, usando los métodos estándares se procede de la siguiente manera:

- ✓ Se selecciona un grupo grande de probetas, cuidadosamente preparadas y pulidas del material de interés y se subdivide en cuatro o cinco grupos pequeños de por lo menos 15 probetas cada una.
- ✓ Se seleccionan cuatro o cinco niveles de esfuerzo con base en algunas pruebas que cubra todo el rango de esfuerzos de la curva S-N.
- ✓ Para realizar cada ensayo, se monta una probeta en la máquina de ensayos, poniendo especial cuidado en no generar esfuerzos indeseables.
- ✓ Se registra la amplitud del esfuerzo aplicado y el número de ciclos contado, o el tiempo hasta el momento de la falla o el fin del ensayo.
- ✓ Usando una nueva probeta se repite el procedimiento anterior, y registrándose nuevamente el nivel de esfuerzos y la vida en ciclos, hasta que se ha ensayado todas las probetas destinadas para el nivel de esfuerzos.
- ✓ Se cambia a un nuevo nivel de esfuerzos y se repiten los pasos anteriores hasta que todas las probetas destinadas para este segundo nivel han sido ensayados. Se debe tener presente que el resultado total de un ensayo de fatiga completo es un simple punto en el diagrama S-N.
- ✓ Todos los datos recogidos son graficados en un sistema de coordenadas de esfuerzos contra logaritmo de la vida de ciclos, como el que se muestra en la Figura 9. Los ensayos que se suspendieron sin que ocurriese la falla por fatiga son indicados con una punta de flecha señalando hacia la derecha.

Considerando los datos de la Figura 12, se podría simplemente trazar una curva principal a través de ellos. Al hacerlo quedaría claro que una dispersión sustancial

de los datos alrededor de la línea media disminuirá la utilidad de esta para el diseño [12].

Figura 12. Diagrama de Wöhler (plano de datos esfuerzos - ciclos de vida S – N, resultado de una serie de ensayos de fatiga).

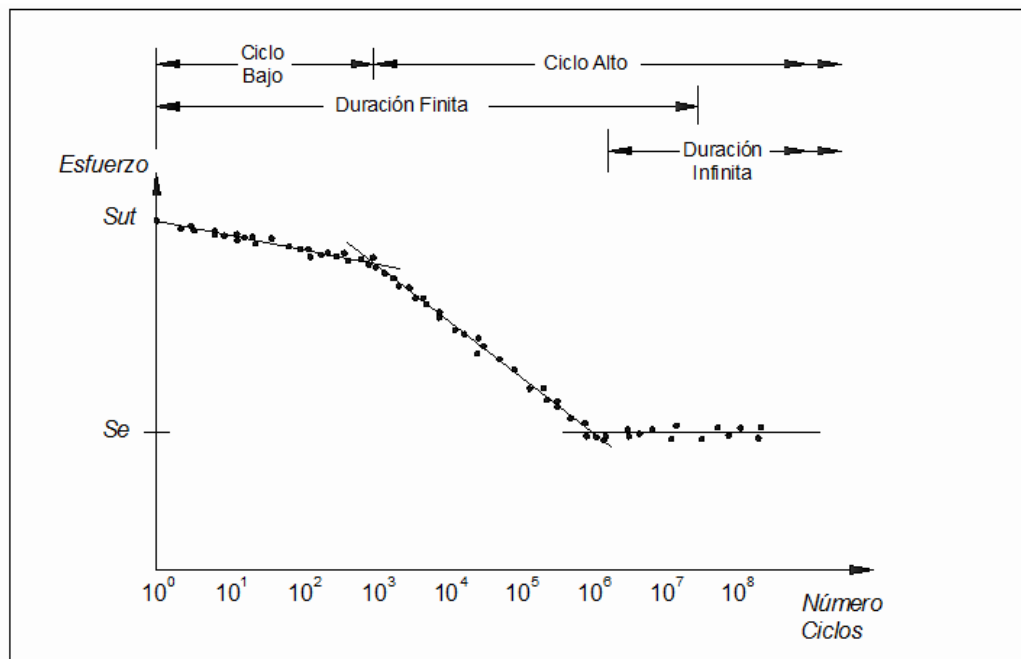


Fuente: ingenierias.uanl.mx

El diagrama de Wöhler relativo a aceros al carbono desciende rápidamente para un bajo número de ciclos y luego forma una curva que tiende a ser paralela al eje de las abscisas, después de 20 o 30 millones de ciclos, y se toma como límite de fatiga. En cambio para materiales no férricos, aleaciones ligeras, bronce o latones, la curva es asintótica al eje de las abscisas, por lo cual dichos materiales poseen un límite de fatiga muy bajo y para determinarlos habría que prolongar el ensayo hasta más allá de 100 millones de ciclos.

En el diagrama S-N existen dos zonas delimitadas para el número de ciclos. Entre 10^0 y 10^3 se encuentra la zona para ciclos bajos, donde los esfuerzos se encuentran entre el S_{ut} y el S_y del material. La zona de ciclos altos o alto ciclaje se encuentra para un número de ciclos mayor a 10^3 , donde los esfuerzos se localizan por debajo del S_y del material. También se puede identificar una región de duración finita y una región de duración infinita [4].

Figura 13. Diagrama S-N - Diagrama de Wöhler.



Fuente: <http://ingemecanica.com>

5 DISEÑO DE LA MAQUINA DE FATIGA.

El objetivo primordial de este proyecto fue el diseño de una máquina de ensayos de fatiga para realizar pruebas en materiales bajo flexión alternativa y flexión rotativa en muestras planas y cilíndricas respectivamente. El desarrollo del proyecto se basó en la norma ASTM E 606 (standard recommended practice for constant-amplitude low-cycle fatigue testing) que estandariza este tipo de prácticas.

Para el diseño de los componentes que conforman la máquina de ensayos se empleó la ayuda de los software Solidworks y Ansys (Modulo Workbench), para realizar el CAD (*computer aided design*) y el CAE (*Computer Aided Engineering*) respectivamente, ya que estos programas tienen la ventaja que permite cálculos rápidos y más exactos de ciertas propiedades como la masa, la localización del centro de gravedad y los momentos de inercia de masa. Del mismo modo, pueden obtenerse con facilidad otras propiedades como áreas y distancias entre puntos, etc. El proceso de modelado se inició con Solidworks, diseñando las piezas más críticas para extraer información de alto interés como formas, dimensiones, planos, etc. El programa permitió exportar las piezas a Ansys para proceder a realizar un análisis estático estructural y así determinar los esfuerzos, las deformaciones y los factores de seguridad, mediante el método de elementos finitos.

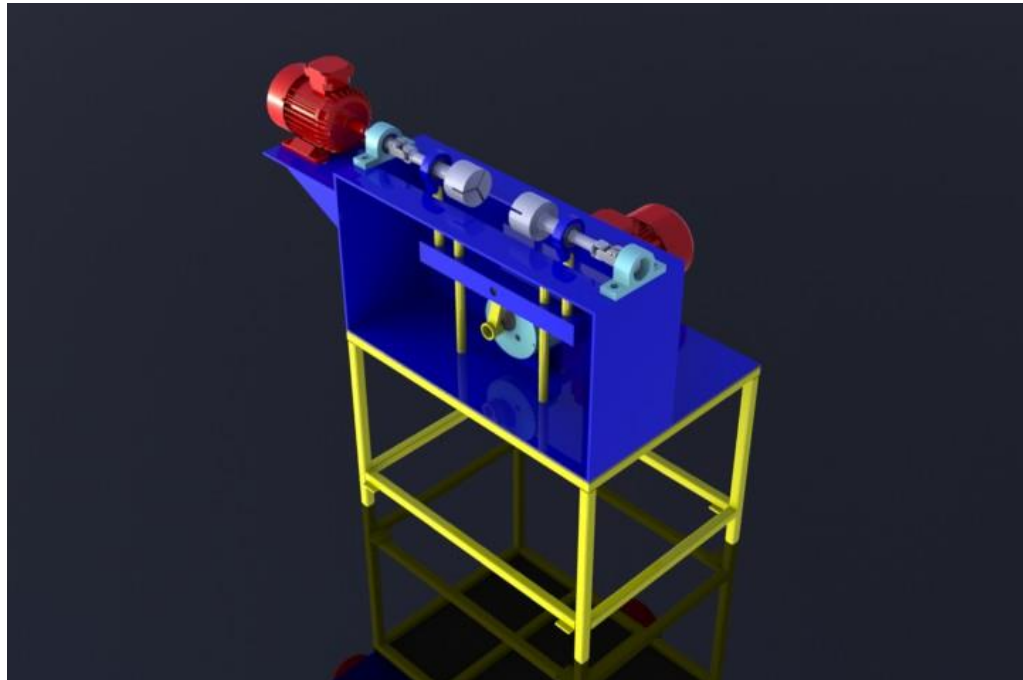
5.1 GENERALIDADES.

Los estudios realizados bajo normas estándar generan resultados que permiten valorar la resistencia a la fatiga en piezas reales, con el objetivo de crear piezas que garanticen ciclos de vida más prolongados en los productos terminados. Con tal fin son desarrolladas máquinas que reproduzcan tipos de falla comunes para su posterior estudio y análisis.

Para la realización de las pruebas, los especímenes utilizados fueron: probeta plana para la flexión alternante y probeta cilíndrica para la flexión rotativa, las cuales deben tener una superficie altamente pulida para evitar que el espécimen falle por una zona que no es la de interés y el ensayo se considere valido por fatiga, tal y como lo especifica la norma E606 de la ASTM.

5.1.1 Determinación de las condiciones de operación.

Figura 14. Máquina para ensayos de fatiga.



Durante la operación de la máquina de ensayos, los especímenes son sometidos a esfuerzos cíclicos, los cuales derivan en el sometimiento a fatiga de estos y hacen que el material presente falla por fatiga.

5.1.2 Determinación de la carga máxima a aplicar. La máquina de ensayos de fatiga diseñada para muestras planas por flexión alternante y muestras cilíndricas por flexión rotativa Figura 14, parte de un criterio de diseño. Al ser más crítica la condición de romper la inercia y estar sometiendo la probeta a flexión alternante, se adoptó el principio de aplicación de dos cargas gemelas sobre una viga simplemente apoyada, en donde la viga es conformada por dos brazos alternantes y la probeta Figura 15, para encontrar mediante este modelo la carga máxima a aplicar.

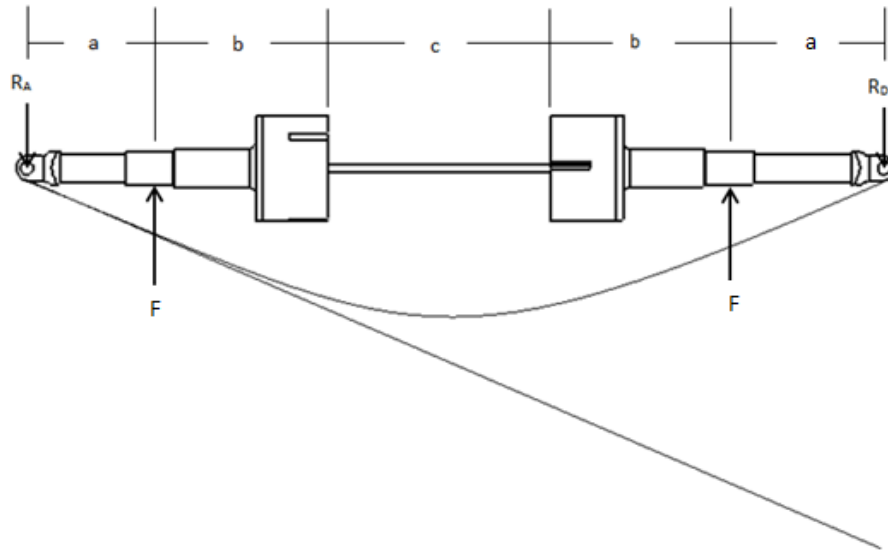
Una vez escogido el modelo se partió con base en el segundo teorema área-momento con el objeto de encontrar la deformación máxima donde la desviación tangencial nos servirá para hallar la fuerza máxima aplicada al sistema para llegar a esta condición.

Figura 15. Brazos alternantes y probeta.



El cálculo de la deformación máxima se realiza mediante el dimensionamiento de los brazos alternantes según condiciones constructivas factibles, y parámetros de diseño discutidos y evaluados, además de proceder al dimensionamiento de la probeta plana según el estándar de la ASTM y selección del material a evaluar, el cual se opta por un acero de alta resistencia a la flexión como el AISI 4140 (ver anexo d). Una vez conocido esto se procedió a trabajar con la ecuación del segundo teorema área momento de la desviación tendencial, la cual arroja información para el desplazamiento vertical del punto **b** que es donde se aplica la fuerza que genera la deformación máxima de la viga (ver figura 16).

Figura 16. Deformación máxima de la viga.



$$Y_{-B} = \frac{Fa^3}{3EI_1} + \frac{Fa^2b}{EI_1} + \frac{Fa^2c}{2EI_2} \text{ ----- (1)}$$

Dónde:

- Y_{-B} Corresponde a la desviación en el punto b.
- a y b Corresponden a las longitudes de los brazos alternantes.
- c Corresponde a la longitud total de la probeta.
- E Corresponde al módulo de elasticidad del acero.
- I Corresponde al momento de inercia del material.

Con esta información y teniendo en cuenta el esfuerzo admisible del material $\sigma = 1140 \text{ Mpa}$, tomado de la TABLA A-21 Shigley 3ra Edición. Para efectos de cálculo y selección del motor se procedió a hallar el momento sobre este punto de la viga.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \text{ ----- (2).}$$

Dónde:

σ Corresponde al esfuerzo de la probeta.

M Corresponde al momento sobre la probeta.

c Corresponde a la distancia desde el centro hasta la fibra más lejana de la viga.

I Corresponde al momento de inercia del material.

Reemplazando los valores obtenidos se encontró el valor del momento.

$$M = \frac{1140e^6 * 2.56e^{-10}}{3.175e^{-3}} = 91.94Nm$$

Después se procedió a hallar el valor de la fuerza para llegar a la condición de máxima deformación, partiendo de la siguiente ecuación.

$$F = \frac{M}{\bar{b}} \text{----- (3).}$$

Donde,

F Corresponde a la fuerza ejercida en la probeta.

M Corresponde al momento sobre la probeta.

\bar{b} Corresponde a la distancia hasta donde es aplicada la fuerza que genera el momento.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtuvo la fuerza máxima aplicada al sistema.

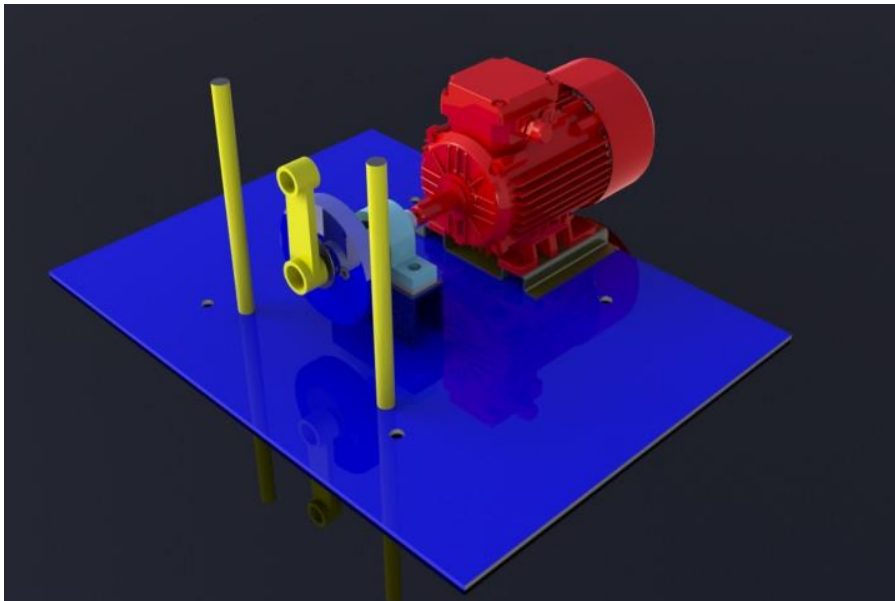
$$F = \frac{91.94}{0.2057} = 446.9N$$

5.2 MÓDULO DE POTENCIA,

De acuerdo con las condiciones de operación, la máquina de ensayos se dividió en dos módulos de potencia, uno para la prueba de flexión alternativa y otro para la prueba de flexión rotativa.

5.2.1 Módulo de potencia para la prueba a flexión alternativa. Como se muestre en la Figura 17, el motor es el encargado de entregar el torque necesario en la rueda excéntrica para que esta a su vez lo distribuya en el sistema de brazos alternantes y probeta ya mencionado.

Figura 17. Módulo de potencia para la prueba de flexión alternativa.



5.2.1.1 Selección del motor eléctrico. Una vez conocida la fuerza máxima aplicada al sistema, se halló la potencia requerida por este, para tal fin se calculó la potencia del motor utilizando la ecuación 4 para hallar la potencia para un motor de corriente alterna.

$$pot = T_{torq} * \frac{n}{9550} \text{----- (4)}$$

Donde,

pot Corresponde a la potencia del sistema

T_{torq} Corresponde al torque del sistema

n Corresponde a la velocidad de operación del sistema motriz.

Con los valores de la deflexión y la fuerza máxima del sistema, calculados anteriormente mediante desviaciones tangenciales, se pudo hallar el torque requerido y con este a su vez proceder con el cálculo de la potencia.

$$T_{torq} = P * Y_c = 11.21$$

$$pot = 11.21 * \frac{1780}{9550} = 2.089 Kwatt$$

$$pot = 2.8Hp$$

La selección del motor se hizo de acuerdo a las recomendaciones dadas en los catálogos de la SIEMENS donde se seleccionó el modelo de uso general, norma IEC, nacional, carcasa en aluminio, serie 1LA7, tamaño constructivo IEC090, nivel de eficiencia IE1, frecuencia 60Hz, velocidad sincrónica 3600 RPM, potencia nominal de 3 Hp, voltaje nominal 220/440, grado de protección IP55.

Figura 18. Datos técnicos motor SIEMENS.

ESPECIFICACIONES NOMINALES PARA MOTORES TRIFÁSICOS ESTÁNDAR 1LA7 Y 1LA5 60Hz															
Tipo	Frame IEC	Potencia		Factor de Servicio		Corriente Nominal [A]		Eficiencia η	Factor de Potencia	Velocidad Nominal	Torque Nominal	Torque de Arranque	Corriente de Arranque	Peso Neto IMB3	Rodamientos
		HP	Kw	440V	220V	(%)	Cos ψ	(rpm)	[Nm]	(Ta/Tn)	(Ia/In)	[kg]	AS/BS		
MOTORES DE 2 POLOS															
1LA7 070-2YA60	71	0.8	0.6	1.15	2.4	1.2	77.4	0.79	3430	1.56	2.7	6	6.0	6202 2Z C3 / 6202 2ZC3	
1LA7 073-2YA60	71	1	0.7	1.15	3.5	1.75	62.8	0.89	3320	2.15	2.5	4.7	6.0	6202 2Z C3 / 6202 2ZC3	
1LA7 080-2YA60	80	2	1.1	1.15	5.3	2.65	69.2	0.80	3370	3.17	1.8	3.7	8.4	6004 2Z C3 / 6004 2ZC3	
1LA7 083-2YA60	80	2	1.5	1.15	6.2	3.1	73.4	0.86	3410	4.18	3.3	6.3	10	6004 2Z C3 / 6004 2ZC3	
1LA7 090-2YB60	90 L	2.4	1.8	1.15	3.5	7	81.0	0.82	3460	4.9	2.4	5.5	11.7	6205 2Z C3 / 6004 2Z C3	
1LA7 093-2YB60	90 L	3	2.2	1.1	4.5	9	82.3	0.79	3450	6.2	2.7	5.7	14.6	6205 2Z C3 / 6004 2Z C3	
1LA7 097-2YB60	90 L	4	3.0	1.15	5.5	11	84.5	0.84	3460	8.2	2.4	5.9	16.4	6205 2Z C3 / 6004 2Z C3	
1LA7 113-2YB60	112 M	5	3.7	1.15	7	14	85.2	0.82	3508	10.2	2.7	7.8	26.6	6206 2Z C3 / 6205 2Z C3	
1LA7 113-2YC60	112 M	6	4.5	1.25	8.5	17	84.6	0.81	3492	12.3	2.6	7.5	26.6	6206 2Z C3 / 6205 2Z C3	
1LA7 115-2YB60	112 M	7.5	5.6	1.15	9.5	19	86.0	0.89	3480	15.3	2.0	5.8	30	6206 2Z C3 / 6205 2Z C3	
1LA7 132-2YB70	132 S/M	10	7.5	1.15	13.3	26.6	88.1	0.83	3525	20.5	2.7	6.8	52.8	6208 2Z C3 / 6208 2Z C3	
1LA7 132-2YC70	132 S/M	12	9.0	1.05	15.2	30.4	87.5	0.88	3500	24.6	2.7	6.8	53.3	6208 2Z C3 / 6208 2Z C3	
1LA7 133-2YB70	132 S/M	15	11.2	1.15	19	38	88.1	0.87	3515	30.5	2.0	6.5	56.5	6208 2Z C3 / 6208 2Z C3	
1LA7 165-2YB70	160 M/L	20	14.9	1.15	26	52	88.5	0.85	3530	42.0	2.0	4.8	83.5	6209 2Z C3 / 6209 2Z C3	
1LA7 165-2YC70	160 M/L	25	18.7	1.15	31.8	63.6	89.5	0.86	3510	50.8	2.1	5	84.5	6209 2Z C3 / 6209 2Z C3	
1LA7 167-2YB70	160 M/L	30	22.4	1.15	38.6	77.2	89.6	0.84	3530	61.0	2.1	4.6	95.2	6209 2Z C3 / 6209 2Z C3	
1LA5 183-2YB80	180 M	35	26.1	1.15	43.5	87	91.9	0.85	3545	70.5	2.1	6.6	135	6210 2Z C3 / 6210 2Z C3	
1LA5 184-2YB80	180 M	40	29.8	1.05	52	104	91.5	0.82	3550	80.5	2.3	6.4	135	6210 2Z C3 / 6210 2Z C3	
1LA5 206-2YB80	200 L	50	37.3	1.15	67	134	92.5	0.78	3554	101.0	2.4	6.6	189	6212 2Z C3 / 6212 2Z C3	
1LA5 207-2YB80	200 L	60	44.8	1.15	76.6	153.2	92.4	0.82	3564	120.0	2.4	6.6	207	6212 2Z C3 / 6212 2Z C3	
1LA5 223-2YB80	225 S/M	75	56.0	1.15	91.5	183	93.1	0.86	3550	151.0	1.9	6.8	229	6213 2Z C3 / 6212 2Z C3	

Fuente: <https://www.motores.siemens.com/Servicios/Details/30>

Se escogió un motor de dos polos ya que para en el funcionamiento de la máquina, es más importante la generación de velocidad que la de torque, además durante la operación de esta es importante la generación de altos ciclos en lapsos de tiempo cortos pensado para la duración de las pruebas y también cabe mencionar que el motor será regulado con un variador de frecuencia.

5.2.2 Módulo de potencia para la prueba a flexión rotativa. En este, el motor se encarga de entregar el torque necesario para hacer rotar la probeta e inducir la a que esta falle por fatiga como se muestra en la Figura 15.

Potencia necesaria para vencer la inercia del sistema

$$P[kwatts] = \frac{T[n-m] * n[RPM]}{9550} \quad (4)$$

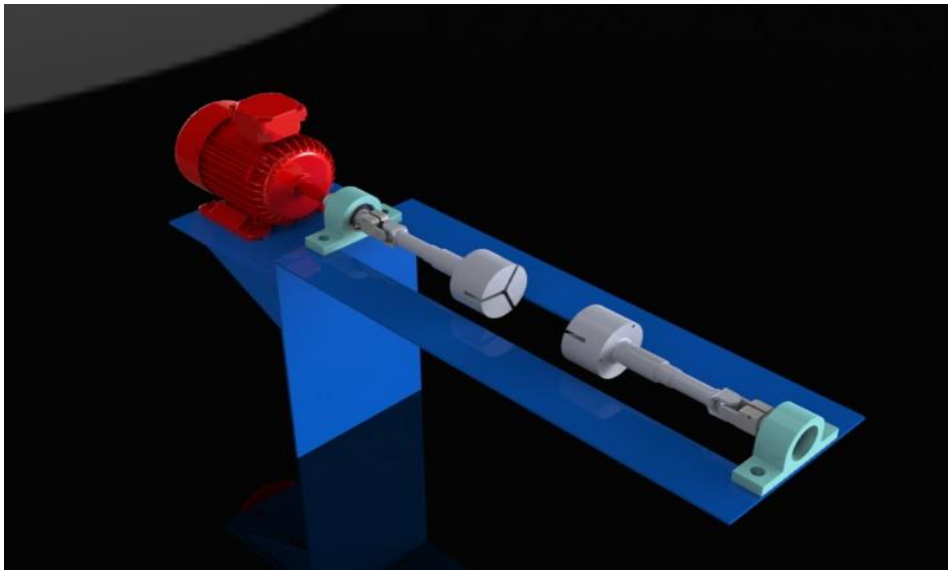
Donde,

P = potencia del motor en kwatts

T = torque requerido por la inercia [N-M]

N = velocidad angular del motor [RPM]

Figura 19. Módulo de potencia para la prueba a flexión rotativa.



La velocidad de rotación que es una especificación previa de diseño, es de 3600 RPM, esto para poder disponer de velocidades considerables en ensayos con altas frecuencias de aplicación de carga. El torque por otro lado, puede conocerse a partir de la carga inercial y la aceleración angular como se muestra a continuación.

$$T[n - m] = I[kg \times m^2] \times \alpha \left[\frac{rad}{s^2} \right] \text{----- (5)}$$

Donde,

I = inercia del sistema

α = aceleración angular

- **Calculo de la inercia del sistema.**

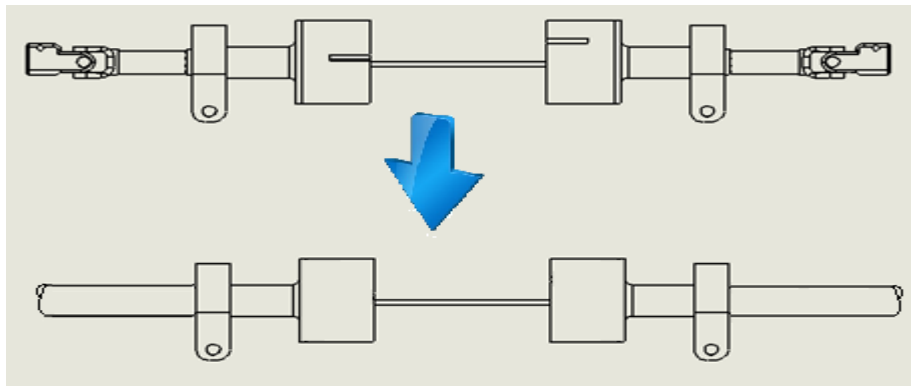
Para realizar el cálculo de la inercia del sistema, se realizaron aproximaciones (idealizaciones) en la geometría de todo el conjunto, con el objetivo de simplificar los cálculos. Con estas idealizaciones se pierde exactitud en los resultados, pero da una aproximación de la potencia que debe tener el motor al momento de adquirirlo en el mercado.

La junta universal se aproxima a un cilindro macizo de 1.5 pulgadas de diámetro, longitud de 16 cm cada uno y de acero AISI 1045 cuyas propiedades físicas son:

- Densidad: $7.85 \left[\frac{gr}{cm^3} \right]$
- Módulo de elasticidad: $2 \times 10^{11} Pa (24 \times 10^8 Psi)$

Las mordazas se toman como un cilindro macizo de diámetro 80mm y peso 2 kg cada uno.

Figura 20. Idealización del sistema.



La fórmula usada para el cálculo de la inercia de los componentes del sistema (brazos, mordazas), es el correspondiente a un cilindro sólido uniforme.

$$I = \frac{1}{2} M * R^2 \text{----- (6)}$$

Los resultados de los cálculos de la inercia son los siguientes:

- Inercia del brazo: $I_b = 2,598 \times 10^{-4} \text{ [Kg * m}^2\text{]}$
- Inercia de la mordaza: $I_m = 1.6 \times 10^{-4} \text{ [Kg * m}^2\text{]}$

La inercia total del sistema se calculó como la sumatoria de las dos juntas universales y las dos mordazas.

$$I_T = 2I_b + 2I_m$$

$$\text{Inercia total: } I_T = 4,2 \times 10^{-4} \text{ [Kg * m}^2\text{]}$$

Se calculó la velocidad angular del motor a partir de su velocidad de rotación.

$$\omega = 3600 \text{RPM} * \frac{2\pi \text{rad}}{60 \text{seg}} = 120\pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Para la correcta realización de las pruebas, se requirió que la velocidad de régimen sea alcanzada lo más pronto posible. Se espera que la velocidad de régimen sea alcanzada pasadas tres revoluciones del motor, lo que es $8\pi \text{ rad}$. Luego el motor estaría en estado permanente, con velocidad constante.

$$t = \frac{8\pi \text{ rad}}{120 \pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$t = 0,0667 \text{ seg}$$

Entonces, la mínima aceleración angular para conseguir el estado de régimen es:

$$\alpha = \Delta\omega/t \text{-----} \tag{7}$$

El cálculo se hizo con el motor partiendo del reposo, $\omega_0 = 0$

$$\alpha = \frac{120\pi}{0,0667 \text{seg}}$$

$$\alpha = 5654,87 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

Reemplazando en la ecuación del torque se obtuvo:

$$T[N - m] = 4,2 \times 10^{-4} [Kg * m^2] * 5654,87 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

$$T = 2,38 [N - m]$$

A partir de la ecuación del cálculo de potencia se obtuvo la potencia que requiere el motor para vencer la inercia del sistema.

$$P[w] = \frac{2,38[N - m] * 3600[RPM]}{9550}$$

$$P_{iner} = 0,895 Kw = 1,2Hp$$

- **Potencia consumida por el rozamiento en los rodamientos**

Para calcular la potencia requerida al motor por el rozamiento en los elementos rodantes, fue necesario determinar el momento de torsión en cada uno de los rodamientos, puesto que esta fuerza también se opondría al movimiento motriz.

La ecuación usada para determinar la potencia del motor es:

$$P = \frac{T * n}{9550} \text{----- (8)}$$

Donde,

P = potencia del motor en Kw

T = momento de torsión en N – m

n = velocidad angular en RPM

- **Cálculo del momento de torsión**

Para determinar el momento de torsión que se requiere para vencer la fuerza de rozamiento en los rodamientos, se utilizó la siguiente ecuación:

$$T = \mu * F * \frac{d}{2} \text{----- (9)}$$

Donde,

μ = coeficiente de rozamiento de los rodamientos

F = carga aplicada en cada rodamiento

d = diametro del agujero interior del rodamiento

Reemplazando los datos de la fuerza sobre los rodamientos de 900 N, el coeficiente de rozamiento $\mu= 0,0015$ y el diámetro de los rodamientos $d= 0,0254$ m, se obtuvo el valor del momento de torsión

$$T = 0,01714 \text{ N – m.}$$

Reemplazando el resultado del momento de torsión en la ecuación de la potencia del motor

$$P = \frac{T * n}{9550}$$

Entonces la potencia que se requiere del motor debido al rozamiento es:

$$P_u = 0,006497 \text{ Kw}$$

La potencia total para vencer el rozamiento es la suma de los cuatro rodamientos

$$P_{fr} = 4 * 0,006497$$
$$P_{fr} = 0,02599 \text{ Kw} \approx 0,0348 \text{ Hp}$$

La potencia total necesaria del motor, es la suma de la necesaria para vencer la inercia y la necesaria para vencer la fricción de los rodamientos.

$$P_T = P_{iner} + P_{fr}$$
$$P_T = 1,23 \text{ Hp}$$

5.2.2.1 Selección del motor eléctrico. Para efecto del cálculo de este motor se tuvo en cuenta la inercia del sistema que tendría que vencer para iniciar la rotación del conjunto que contiene la probeta sujeta y así inducirla a que falle por fatiga.

La selección del motor se hizo de acuerdo a las recomendaciones dadas en los catálogos de la SIEMENS donde se seleccionó el modelo 1LA7 080-2YA60 que corresponde a un motor trifásico de 1,5 Hp con velocidad nominal de 3600 rpm y arranque directo.

5.2.3 Selección del acople. De acuerdo con las condiciones de operación del sistema los acoples tipo Omega son los indicados para cumplir con los requerimientos de la máquina, sin embargo este tipo de acoples no se ajusta al presupuesto planteado inicialmente, por lo tanto se seleccionó un acople flexible tipo araña, los cuales absorben las vibraciones, son de montaje y desmontaje sencillo para cambio y mantenimiento, reduce el choque en el arranque permitiendo pequeñas desalineaciones.

5.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES Y SISTEMAS NECESARIOS EN LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA.

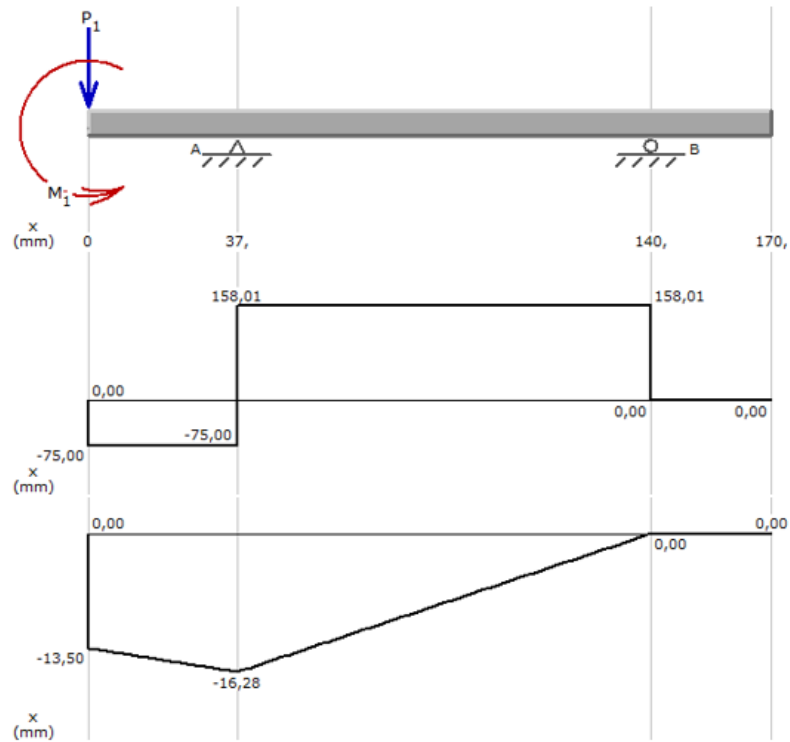
La máquina para ensayos de fatiga es conformada por una serie de componentes, que fueron seleccionados y calculados para su perfecta operación, donde cada componente debe cumplir cada una de las funciones para las que fue diseñado.

5.3.1 Sistema de generación de carga alternativa.

5.3.1.1 Cálculo del eje de la excéntrica. Este eje es el encargado de transmitir la potencia suministrada por el motor al sistema de la rueda excéntrica. El eje se encuentra montado sobre dos apoyos y a cada uno de sus extremos conecta el motor con la rueda excéntrica respectivamente. [6].

De acuerdo al espacio disponible para el montaje del sistema de generación de carga alternativa, se requirió un eje con una longitud aproximada de 170 mm. Además del torque aplicado por el motor eléctrico (12.5 [N-m]), la carga que debe soportar el eje es el peso del conjunto de la rueda excéntrica que para efectos de cálculos, se asumió una masa total de 3.50 kg; y usando un factor de incremento $F_0 = 1,5$, se obtuvo una carga aplicada sobre el eje cuya magnitud es igual a 52.5 N.

Figura 21. Diagrama cortante y momento del eje.



De los puntos A y B, se puede decir, que tienen el mismo diámetro, y el mismo concentrador de esfuerzo (entalla). En el diseño del eje se usó el concepto de falla bajo carga cíclica (fatiga), para el cual se utilizara el criterio de *Sodeberg Máximo Esfuerzo Cortante*, con un factor de seguridad igual a 4.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{k_F \times \sigma_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{\tau_m}{S_y} + \frac{k_{Fs} \times \tau_a}{S_{e_s}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (10)$$

Donde,

- σ_m Esfuerzo normal medio, [N/m²]
- σ_a Esfuerzo normal alternante, [N/m²]
- τ_m Esfuerzo cortante medio, [N/m²]
- τ_a Esfuerzo cortante alternante, [N/m²]
- k_F Factor de concentración de esfuerzo por fatiga
- Se Resistencia a la fatiga modificado, [N/m²]
- S_y Resistencia a la fluencia, [N/m²]

Se utilizó acero AISI 1045, con un $S_{ut} = 1345$ Mpa para calcular la resistencia a la fatiga modificada Se .

$$Se = K_L K_d K_S K_T K_C K_m Se' \text{ ----- (11).}$$

Donde,

- Se Resistencia a la fatiga modificada, [N/m²]
- Se' Resistencia a la fatiga, [N/m²]
- S_{ut} Resistencia ultima a la tracción, [N/m²]
- K_L Factor de carga
- K_S Factor de acabado superficial
- K_d Factor de tamaño
- K_C Factor de confiabilidad
- K_T Factor de temperatura
- K_m Factor misceláneo

Calculados cada uno de los factores se obtuvo la resistencia a la fatiga modificada de $Se = 372.8$ Mpa. Con lo cual se procedió a calcular el diámetro crítico del eje, con ayuda del software EES para la resolución de ecuaciones, se obtuvo el valor del diámetro mínimo requerido de la ecuación 10, arrojando como crítico un diámetro de 6.6 mm, pero como se desea aportar mayor estética y resistencia se decidió llevar el eje a un diámetro de 25 mm.

Figura 22. Deformación del eje de la excéntrica.

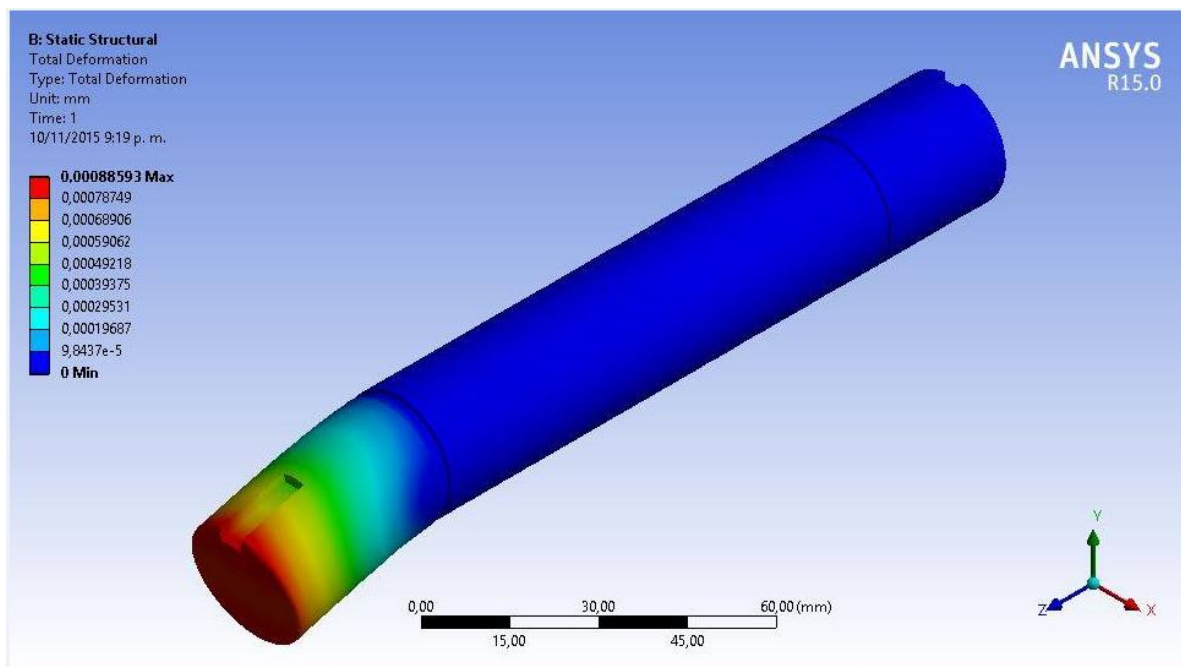
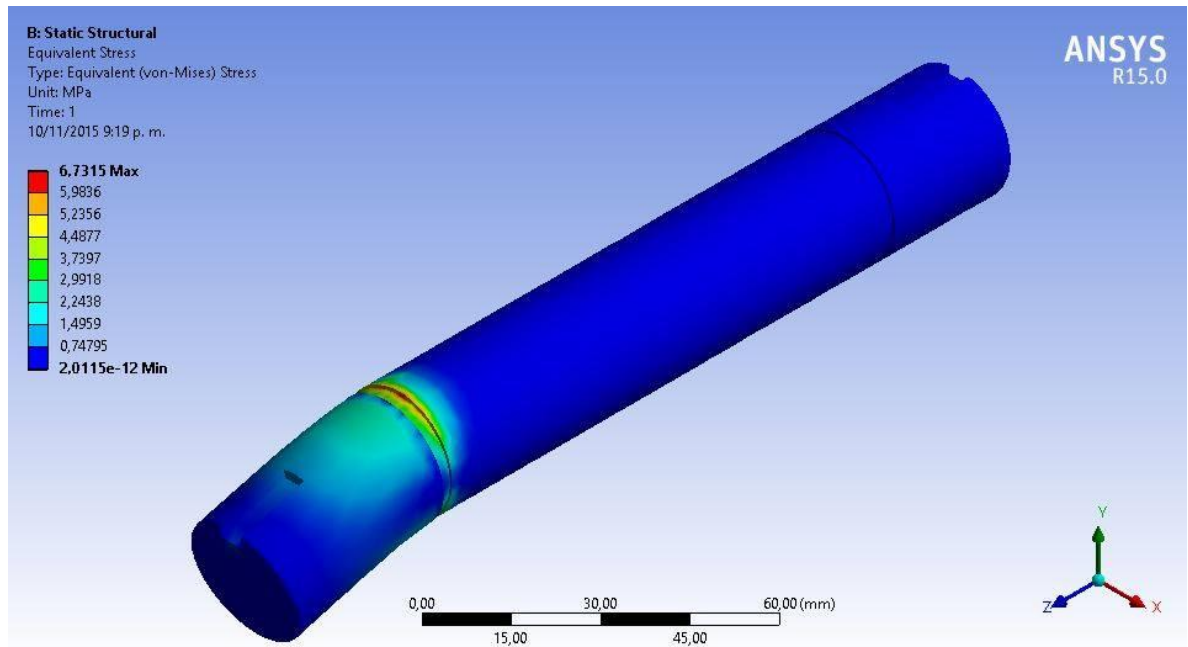
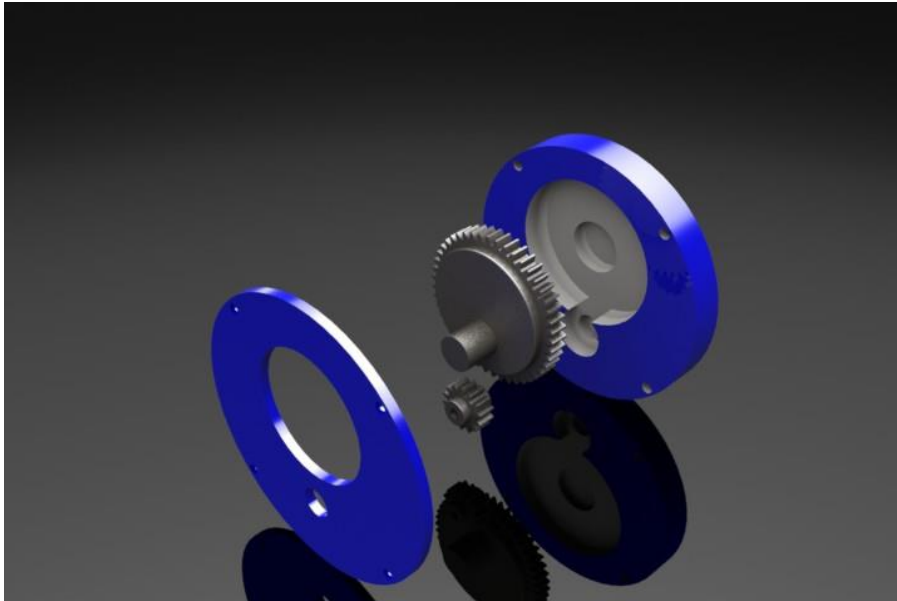


Figura 23. Esfuerzos equivalentes sobre el eje de la excéntrica.



5.3.1.2 Cálculo de conjunto de la rueda excéntrica. La rueda excéntrica es la encargada de transformar el movimiento rotatorio en un movimiento lineal y alternativo, para tal fin esta se compone de una carcasa y un par de engranes, que sirven para variar la excentricidad y la deflexión de la probeta.

Figura 24. Conjunto de la rueda excéntrica.



Para el cálculo de la excentricidad se utilizó como dato la deformación máxima del sistema de brazos alternantes y probeta $y=30$ mm que se obtuvieron mediante la ecuación del segundo teorema del momento, además se estableció que el eje inferior de la biela fuera soportado por una corona que tuviera una excentricidad con respecto al eje de toda la pieza de 15 mm y que a su vez, el eje también tuviera una excentricidad de 15 mm con respecto al eje de la corona, logrando así al rotar la corona a excentricidades entre 0 y 30 mm.

- **Cálculo de la corona.**

En el diseño de la corona es fundamental garantizar que en el desplazamiento alternante se pueda variar para así hacer la máquina más versátil, y poder ensayar diferentes materiales con diferentes amplitudes de deformación.

Para el material de la corona se optó por un acero de alta resistencia, y se establecieron parámetros de diseño como el módulo y el número de dientes.

Tabla 1. Dimensiones corona.

Ángulo de presión θ_p	20
Número de dientes N	46
Módulo M (mm)	1,75
Diámetro de paso D_p (mm)	80,5
Addendum a (mm)	1,75
Dedendum d (mm)	2,0
Profundidad total W_d (mm)	3,8
Holgura CL (mm)	0,3
Diámetro externo D_{ext} (mm)	84
Diámetro de raíz D_r (mm)	76,4
Círculo base C_b (mm)	75,6
Paso P (mm)	5,5
Espesor de cabeza de diente (mm)	1,8

Figura 25. Deformación total en la corona.

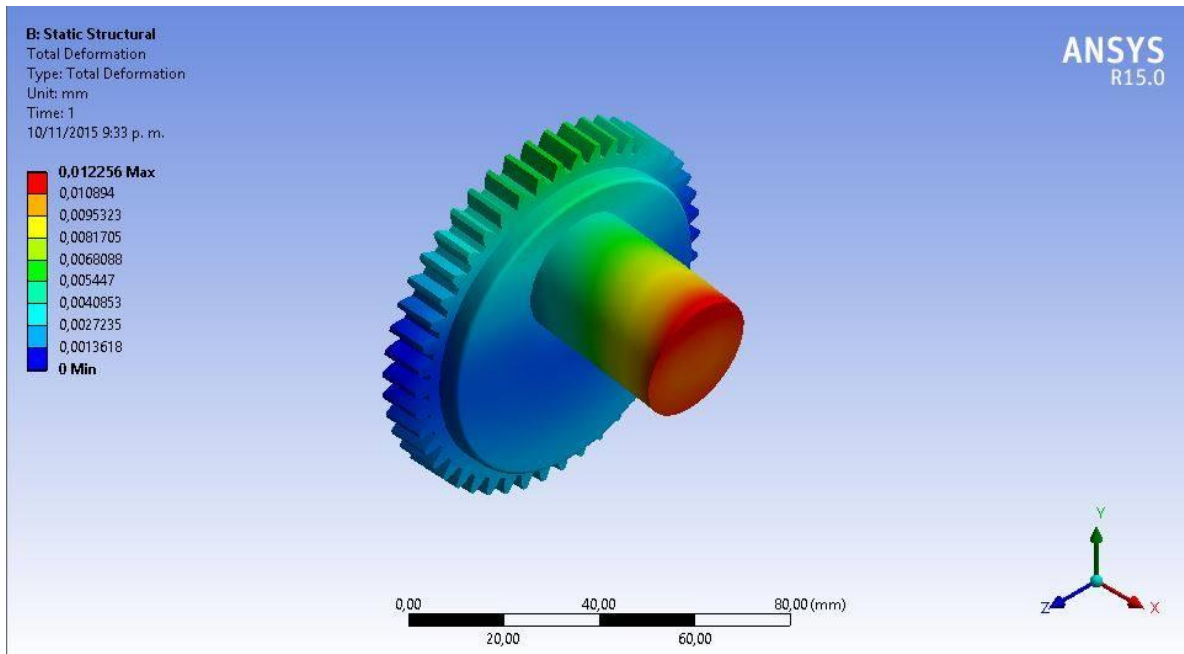


Figura 26. Esfuerzos equivalentes en la corona.

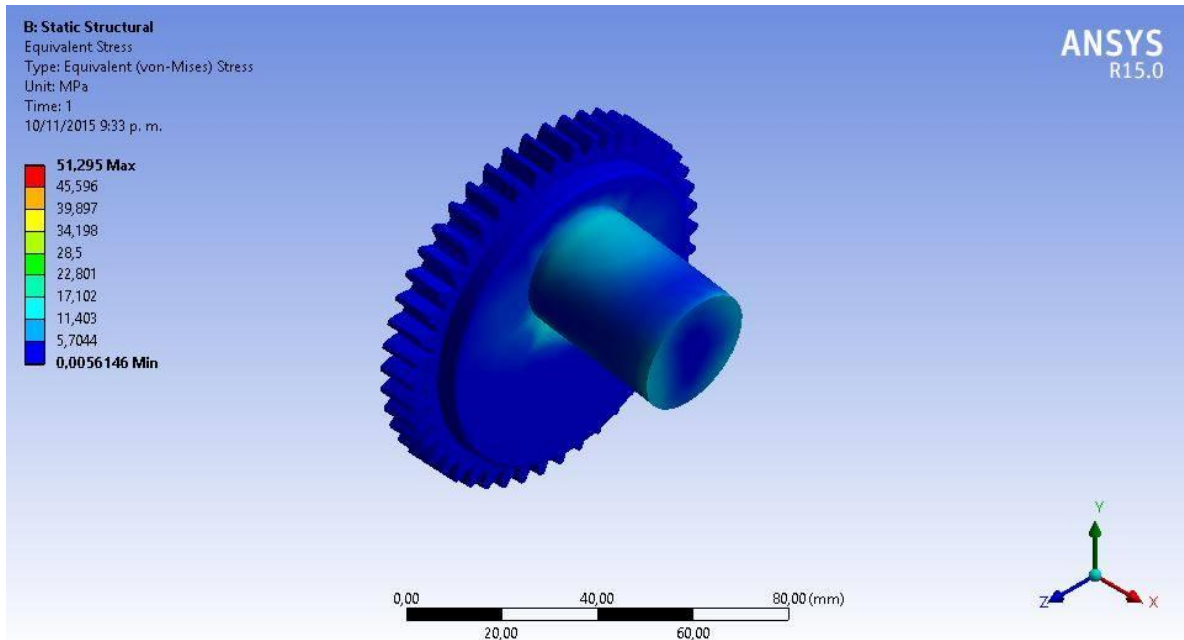
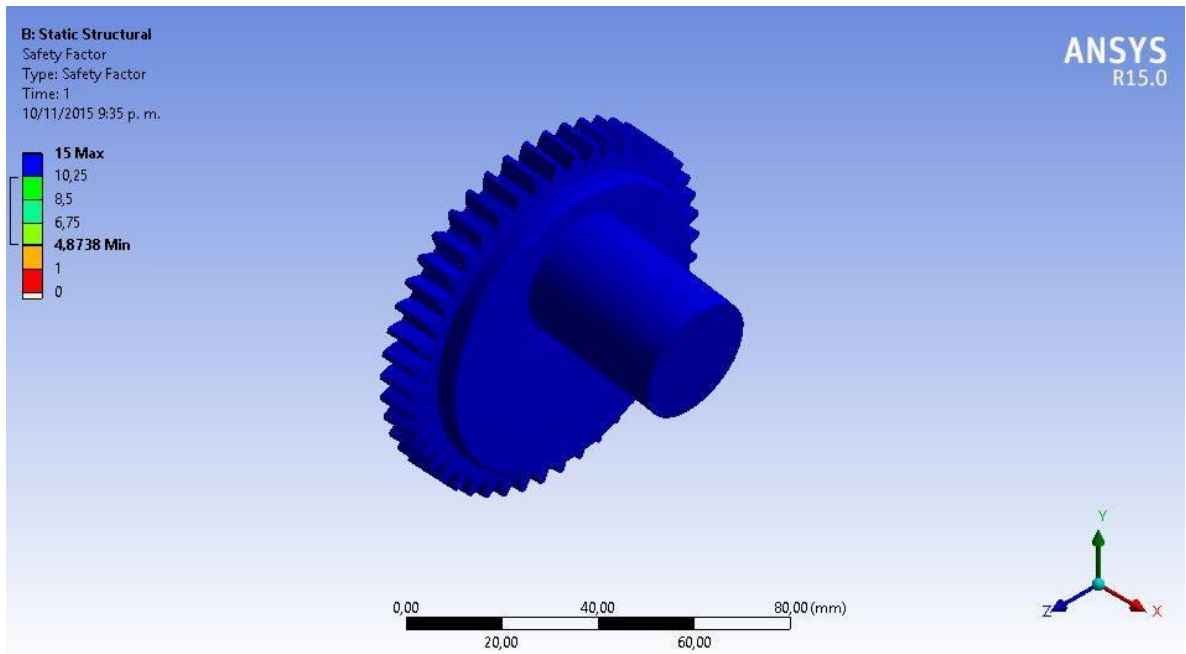


Figura 27. Factor de seguridad en la corona.



- **Cálculo del piñón**

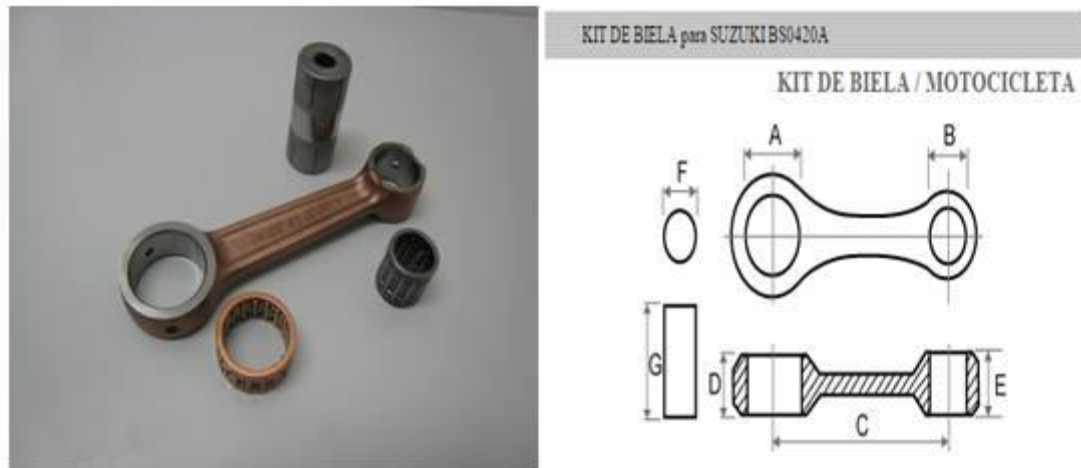
Al igual que la corona se optó por un acero de alta resistencia, además se izó en él una entrada hexagonal para así poder variar la excentricidad del sistema.

Tabla 2. Dimensiones piñón.

Ángulo de presión θ_p	20
Número de dientes N	14
Módulo M (mm)	1,75
Diámetro de paso D_p (mm)	24,5
Addendum a (mm)	1,75
Dedendum d (mm)	2,02
Profundidad total W_d (mm)	3,8
Diámetro externo D_{ext} (mm)	28
Diámetro de raíz D_r (mm)	20,45
Paso P (mm)	5,50
Espesor de cabeza de diente (mm)	1,83
Ancho de cara b_w (mm)	10

5.3.1.3 Selección de la biela. La biela junto con las guías son las encargadas de transformar el movimiento rotatorio en un movimiento lineal, que para el proyecto se denominó alternante ya que va de un mínimo a un valor máximo periódicamente.

Figura 28. Biela.



Fuente: <http://www.tkrj.co.jp/es/product/m-connecting-rod-kit.html>

Mediante análisis cinemático de la biela, se determinó que la longitud L debía ser cuatro veces la distancia de la excentricidad con el fin de garantizar que el mecanismo no se presente obstrucción. Conociendo el desplazamiento máximo de la excéntrica se obtuvo que la longitud que debía tener la biela fuera de 120 mm.

La biela es sometida a fuerzas axiales alternantes, similares a las de una biela de un motor de explosión interna, por esta razón se seleccionó una biela para motocicleta que cumpliera con las características de longitud requeridas. Se verificó que en el mercado nacional existieran bielas con longitud entre centros iguala a $L=120$ mm y se escogió una biela con las siguientes características.

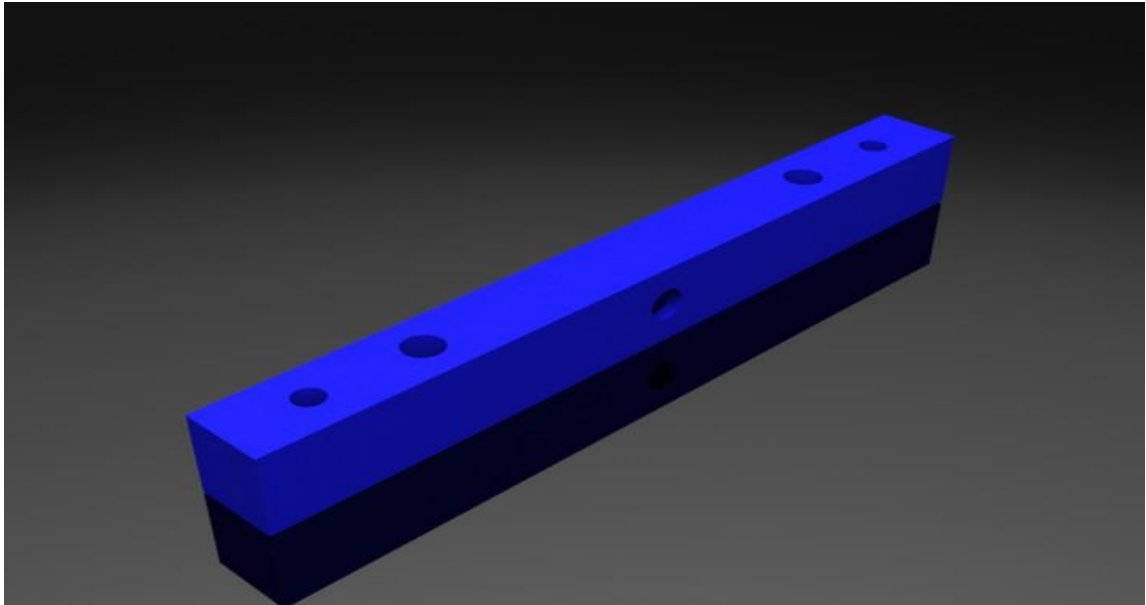
Figura 29. Características de la biela.

KIT DE BIELA	
MODELO	TS-250ER
No.OEM	-16400
DE CÓDIGO No.	BS0420A
DIÁMETRO DEL RODAMIENTO DE AGUJAS (CANASTILLA) GRANDE (mm): A	31.0
DIÁMETRO DEL RODAMIENTO DE AGUJAS (CANASTILLA) PEQUEÑO (mm): B	23.0
LONGITUD ENTRE LOS CENTROS DE RODAMIENTOS (mm): C	120.0
CALIBRE DEL RODAMIENTO DE AGUJAS (CANASTILLA) GRANDE (mm): D	19.8
CALIBRE DEL RODAMIENTO DE AGUJAS (CANASTILLA) PEQUEÑO(mm): E	23.8
DIÁMETRO DEL PASADOR DE CIGÜEÑAL (MUÑÓN) (mm): F	25.0
LONGITUD DEL PASADOR DE CIGÜEÑAL (MUÑÓN) (mm): G	58.0
CARRERA	2
CÓDIGO DE BIELA	CS0320X

Fuente: <http://www.tkrj.co.jp/es/product/m-connecting-rod-kit.html>

5.3.1.4 Cálculo del plato alternante. El plato alternante se encarga de conectar la biela con los soportes de los brazos alternantes, además está diseñado para que se deslice sobre las guías y contribuya con el cambio de movimiento rotatorio en lineal.

Figura 30. Plato alternante.



El plato alternante se calculó como un eje cuadrado aplicando la teoría de falla por fatiga, para conocer sus dimensiones, se escogió un acero AISI 1045, el cual nos arrojó una sección transversal de 50x4.5 mm pero por cuestiones de estética se decidió dejar la pieza de sección transversal cuadrada de 50 mm de lado.

5.3.1.5 Cálculo del soporte del brazo alternante. Una vez definida la forma más favorable de los soportes del brazo alternante, se observó que la parte más desfavorable de esta pieza, es la zona de sujeción, donde mediante un cálculo de fatiga y sabiendo que solo está sometida a esfuerzos axiales repetitivos, se encontró el diámetro óptimo de la pieza.

En el diseño se usó el concepto de falla bajo carga cíclica (fatiga), para el cual se utilizó el criterio de *Sodeberg Máximo Esfuerzo Cortante*, con un factor de seguridad igual a 2, con torque constante y carga totalmente reversible, los esfuerzos cíclicos quedan ajustados de la siguiente manera.

La fuerza alternante a la que estará sometido el elemento es de 447 N.

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = 0$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = 447$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{(w-d)t} \text{----- (12).}$$

Donde,

F_{\max} Fuerza máxima.

F_{\min} Fuerza mínima.

F_a Fuerza alternativa.

σ_a Esfuerzo alternativo.

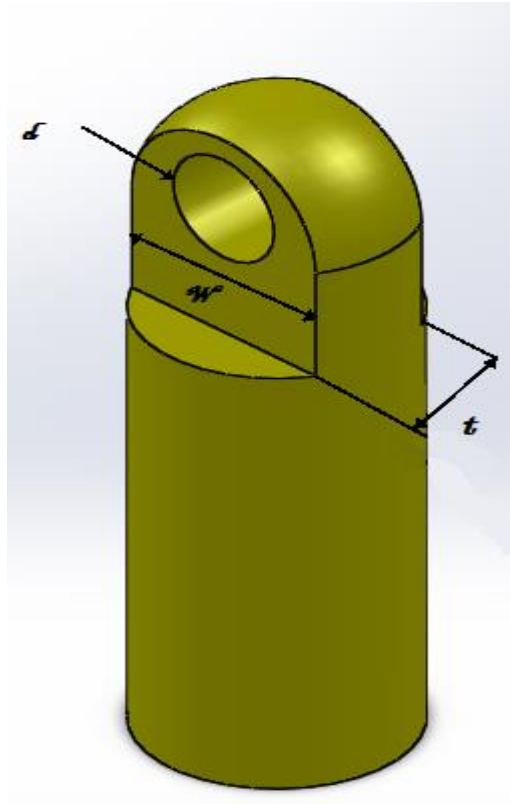
A Área zona de sujeción.

w Ancho de la zona de sujeción y diámetro del soporte.

d Diámetro del orificio de sujeción.

t Espesor de la zona de sujeción.

Figura 31. Soporte del brazo alternante.



Ya que el ancho en la zona de sujeción es más crítico, en el diseño se tiene un diámetro $d = 12.5 \text{ mm}$ y un espesor de $t = 10 \text{ mm}$. Conociendo esto se procedió a hacer el cálculo por fatiga, con el fin de determinar el ancho w apropiado para las cargas que se presentan.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{k_F \times \sigma_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{\tau_m}{S_y} + \frac{k_{Fs} \times \tau_a}{S_{e_s}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{----- (13).}$$

Donde,

- σ_m Esfuerzo normal medio, [N/m²]
- σ_a Esfuerzo normal alternante, [N/m²]
- τ_m Esfuerzo cortante medio, [N/m²]

- τ_a Esfuerzo cortante alternante, [N/m²]
- k_F Factor de concentración de esfuerzo por fatiga
- Se Resistencia a la fatiga modificado, [N/m²]
- S_y Resistencia a la fluencia, [N/m²]

Utilizando como material acero AISI 4140, con un $S_{ut} = 1075$ Mpa para calcular la resistencia a la fatiga modificada Se .

$$Se = K_L K_d K_S K_T K_C K_m Se' \text{ ----- (14).}$$

Donde,

- Se Resistencia a la fatiga modificado, [N/m²]
- Se' Resistencia a la fatiga, [N/m²]
- S_{ut} Resistencia ultima a la tracción, [N/m²]
- K_L Factor de carga
- K_S Factor de acabado superficial
- K_d Factor de tamaño
- K_C Factor de confiabilidad
- K_T Factor de temperatura
- K_m Factor misceláneo

Calculados cada uno de los factores se obtuvo una resistencia a la fatiga modificada de $Se = 277.8$ Mpa. Con lo cual se procedió a hallar el valor del ancho de la zona de sujeción.

$$w = \frac{F_a \times N}{Se \times t} + d \text{ ----- (15).}$$

Reemplazando cada uno de los valores se encontró el ancho de $w=13.2$ mm. Finalmente para disminuir los costos del maquinado se seleccionó el diámetro para el soporte de 20 mm.

5.3.1.6 Cálculo de los pasadores. En total fueron necesarios tres pasadores, uno para conectar el plato alternante con la biela y dos para unir los soportes de los brazos alternantes con el sistema de brazos alternantes y probeta. Los pasadores son sometidos a esfuerzos de doble corte debido a la condición de montaje.

- **Pasador para el plato alternante.**

Para el cálculo de los pasadores se escogió un acero AISI 4140 con resistencia última a la tracción de $S_{ut} = 1075$ Mpa (*ver anexo d*), con este dato procedemos al cálculo del diámetro de este.

Aplicando la ecuación 7 para hallar la resistencia a la fatiga modificada.

$$S_e = 277.8 \text{ Mpa}$$

Del doble corte se sabe que actúa según la siguiente ecuación:

$$V = 2F$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\tau = \frac{V}{2A} \text{ (16).}$$

Donde,

- V Cortante.
- F Fuerza aplicada.
- A Área de la sección transversal.
- d Diámetro de la sección transversal.
- τ Esfuerzo cortante.

Aplicando el criterio de *Sodeberg Máximo Esfuerzo Cortante*, ecuación 10 para un factor de seguridad de 4 y despejando lo necesario, se obtuvo el diámetro del pasador.

$$N\tau = Se = N \left(\frac{2F}{\pi d^2} \right)$$

$$d = 4.05 \text{ mm.}$$

Se seleccionó un diámetro $d = \frac{7}{8}$ pulgada, debido a la facilidad de encontrar material de este diámetro en el mercado nacional y con el propósito de reducir los costos en el maquinado que llevan los pasadores, la longitud L del pasador seleccionado es de 50 mm.

- **Pasador del soporte del brazo alternante.**

El Pasador del soporte del brazo alternante se calculó de manera similar al pasador del plato alternante obteniendo así un $d = 2.86$ mm, para ser consistente con lo ofrecido en el mercado local se optó por dejar un diámetro de $d = \frac{3}{8}$ in, pero con una longitud de 30 mm, para contar con el espacio suficiente para asegurarlo con anillos de retención.

5.3.2 Selección de los brazos alternantes. Los brazos alternantes son la parte más importante de la máquina, porque estos son los encargados de someter las probetas a cada ensayo de fatiga. Además para el diseño y selección se tuvo en cuenta, que las probetas durante el ensayo presentan una dilatación axial, que de no tratarse puede arrojar resultados erróneos en la toma de datos y además de someter la estructura de la máquina a cargas adicionales. Por esta razón se dejó que de las mordazas tengan la libertad de desplazarse axialmente para prevenir el mal funcionamiento.

Se seleccionó un mecanismo capaz de permitir la ejecución de las pruebas en materiales bajo flexión alternativa y flexión rotativa. La solución que se observó viable y utilizará la máquina se obtuvo de los análisis de los respectivos requerimientos de esta, así se llegó a la conclusión de usar un juego de juntas universales que nos permitieran la rotación para la prueba bajo flexión rotativa y la deformación en la prueba de flexión alternativa. Además pensando en la dilatación axial se decidió unir cada junta universal a ejes dentados con su respectiva hembra para permitir los desplazamientos axiales.

Figura 32. Brazos alternantes.



Una vez tomada esta decisión, se encontró que en el mercado de autopartes se podía usar la caña de dirección de un automotor para acondicionarla a los requerimientos de la máquina y así incurrir en menores gastos económicos.

5.3.3 Selección de las mordazas. Teniendo en cuenta factores como puntos de sujeción y diámetro del elemento a sujetar, se seleccionaron copas para torno, con diámetro exterior de 80 mm y un diámetro óptimo de sujeción de 5/8 de pulgada de acuerdo con las dimensiones de las probetas y de acuerdo con la norma ASTM E 606, ya seleccionadas las copas de torno, se procedió a diseñar un elemento de acople entre las copas y los brazos alternantes, para tal fin se fabricó una placa con buje mecanizada en una sola pieza.

Figura 33. Copa de torno.



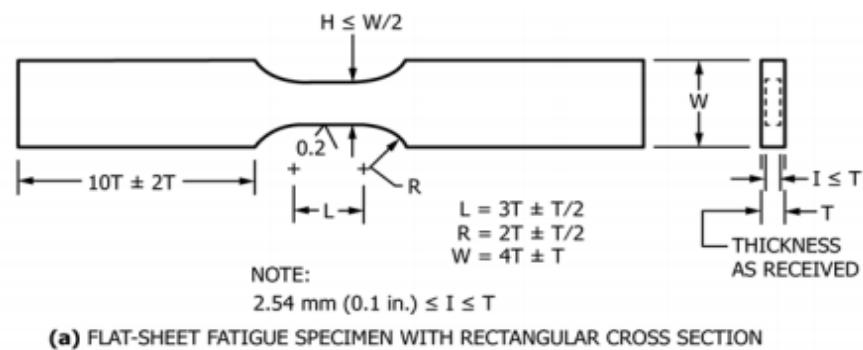
El plato se sujeta a la copa por medio de tornillos y el buje que servirá de acople al brazo alternante, asegurado por soldadura para formar una sola pieza. Por último los elementos se alinearon para evitar que se produzcan vibraciones y fuerzas no deseadas durante los ensayos, que alteren el verdadero comportamiento de la falla por fatiga que se quiere reproducir en las probetas.

5.4 DISEÑO DE LAS PROBETAS.

El diseño de cada probeta se hizo de acuerdo a las especificaciones de la ASTM E-606, la cual da especificaciones y recomendaciones para cada tipo de probeta. En cuanto a su longitud de agarre, diámetro en la zona de prueba, redondeo etc. [1].

5.4.1 Probeta plana para el ensayo de flexión alternativa.

Figura 34. Probeta plana para el ensayo de flexión alternativa.



Fuente: ASTM E-606 Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing.

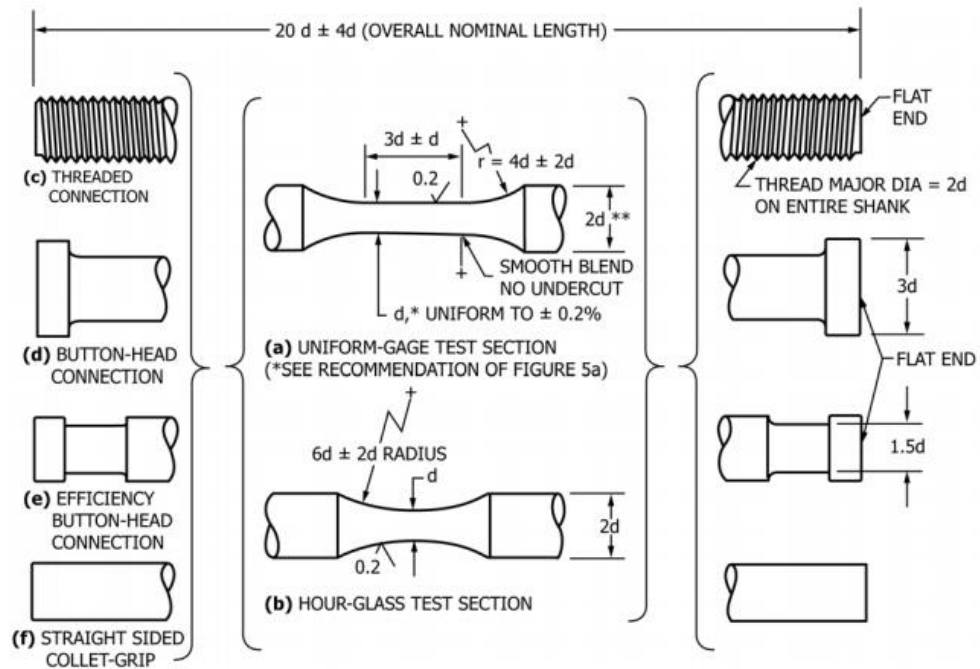
De acuerdo con lo encontrado en la norma, las dimensiones de la probeta plana son:

T	6.35 mm
H	12 mm
L	19.05 mm
R	12.7 mm
W	25.4 mm

Para una longitud total de la probeta de 171.5 mm

5.4.2 Probeta para el ensayo de flexión rotativa.

Figura 35. Probeta para el ensayo a flexión rotativa.



Fuente: ASTM E-606 Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing.

De acuerdo con lo encontrado en la norma, las dimensiones de la probeta para el ensayo a flexión rotativa son:

d 6.35 mm

r 25.4 mm

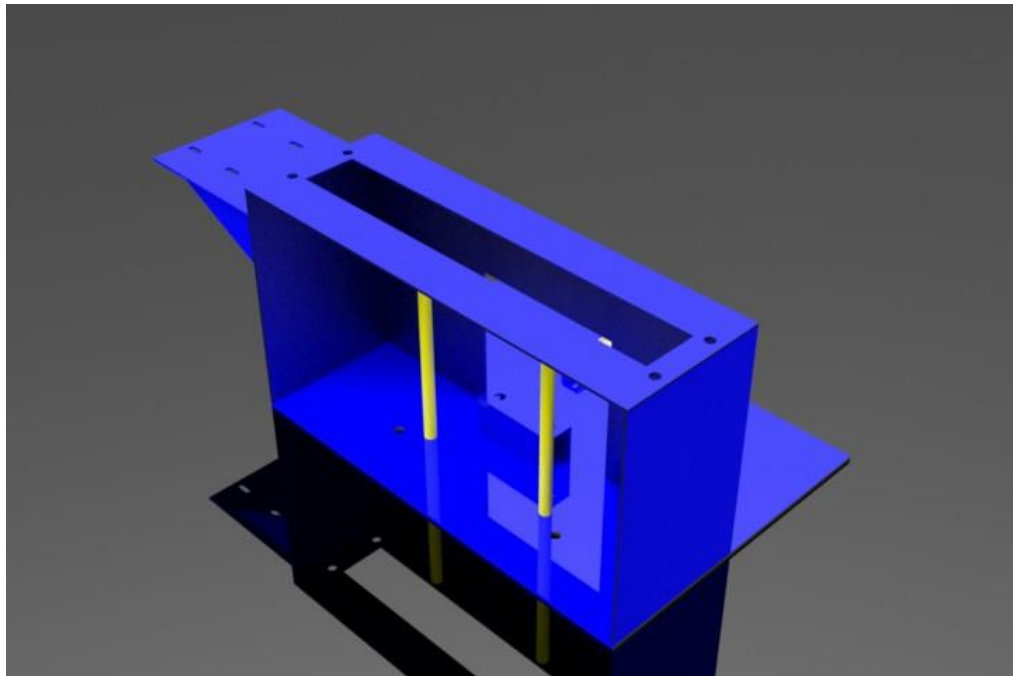
Para una longitud total de la probeta de 171.5 mm.

5.5 MODULO ESTRUCTURAL.

El modulo estructural está conformado por el bastidor y una mesa con ruedas y niveladores.

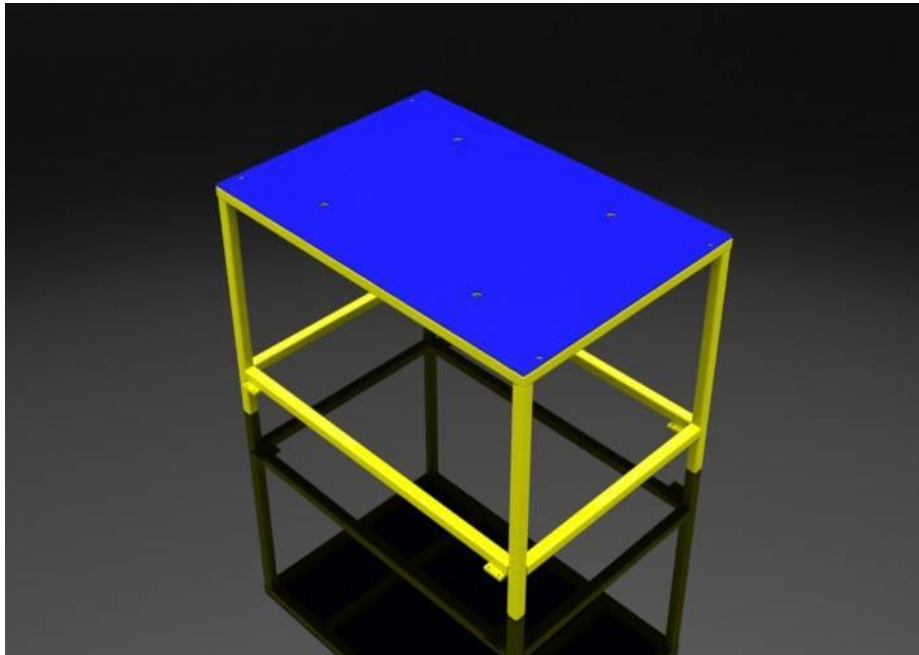
5.5.1 Bastidor. El bastidor es el encargado de alojar la maquina como tal, está compuesto por láminas de acero A36 de 4.5 mm de espesor, unida por soldadura de arco revestido. Fue diseñado con el propósito de dar libertad en la ubicación de la máquina haciéndola más portable por su facilidad de ajustarse en las instalaciones del laboratorio.

Figura 36. Bastidor.



5.5.2 Mesa del bastidor. La mesa del bastidor se hizo con el fin de apoyar el bastidor y facilitar su desplazamiento en el laboratorio para su ubicación. Está dotada de niveladores para si es el caso la maquina pueda operar sobre la mesa.

Figura 37. Mesa bastidor.



5.6 MÓDULO DE MEDICIÓN Y CONTROL.

El módulo de control fue ubicado en un extremo del banco de pruebas y está conformado por:

- Variador de frecuencia.
- Sistema de control para los motores eléctricos.

6 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ALTERNATIVA Y FLEXIÓN ROTATIVA.

6.1 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.

A partir del proceso de diseño se obtuvieron los planos de la máquina (*ver anexo b*), con cuales se buscó una empresa especializada en metal mecánica que se encargó de realizar el proceso de construcción de la máquina.

Debido a que el proyecto fue financiado por la Vicerrectoría de Investigación y Extensión (VIE) de la Universidad Industrial de Santander, el proceso de selección de la empresa metal mecánica se hizo teniendo en cuenta las políticas estipuladas por la VIE. Las políticas requerían las cotizaciones de la construcción de la máquina hechas en diferentes empresas para su posterior selección.

Se seleccionó INDUSTRIAS ACUÑA LTDA. Como la empresa para realizar la construcción, donde los ingenieros de producción aportaron su experiencia y realizaron recomendaciones respecto al diseño para una interacción conjunta con el propósito de lograr mayor confiabilidad en el producto terminado.

Figura 38. Montaje.



El montaje realizado en INAL se realizó con el fin de verificar la funcionalidad y garantizar que el ensamble se hizo satisfactoriamente.

7 MONTAJE, VERIFICACIÓN Y PUESTA A PUNTO.

7.1 PUESTA A PUNTO.

Una vez se recibió la maquina por parte de INDUSTRIAS ACUÑA LTDA, se realizó el anclaje al piso de la mesa en la que se apoya el cuerpo de la máquina, con el fin de disminuir las vibraciones generadas por el movimiento alternativo del plato alternante y la rotación de la rueda excéntrica, Se procedió a realizar la instalación eléctrica de los sistemas y el diseño del circuito eléctrico con sus respectivos controles de seguridad.

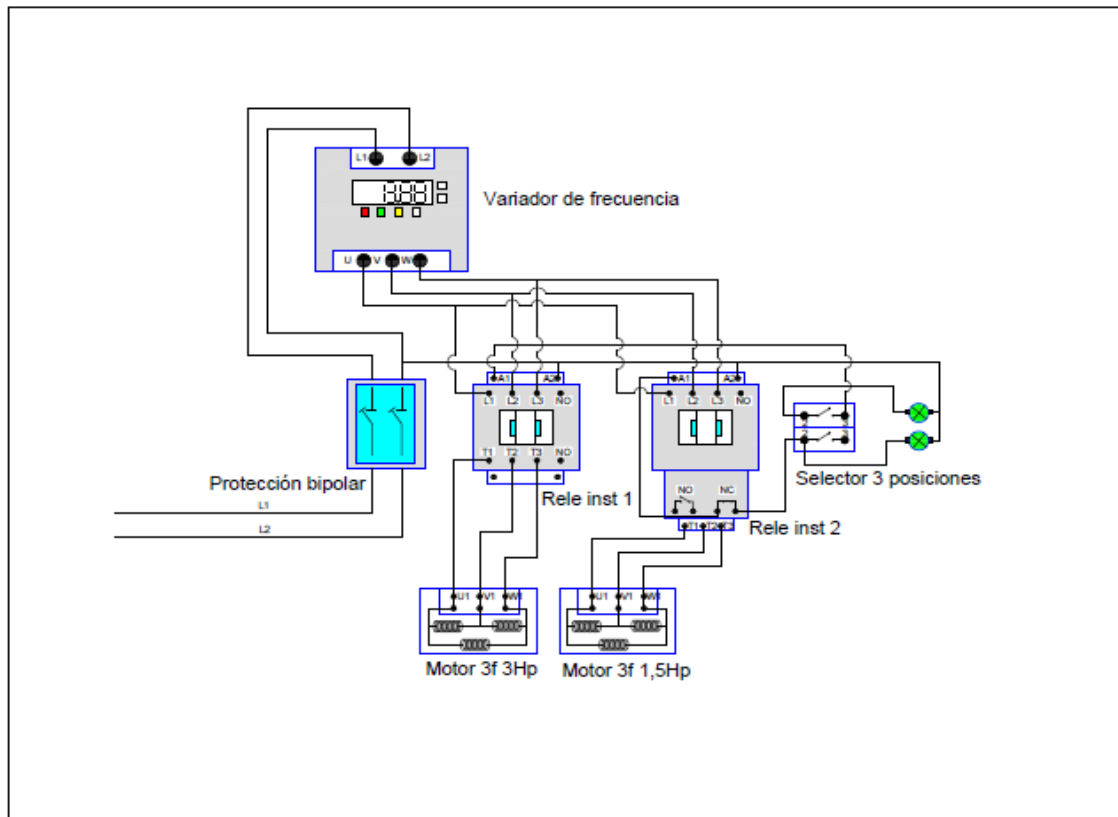
Figura 39. Anclaje al piso.



Figura 40. Sistema de control.



Figura 41. Circuito eléctrico.



7.2 MONTAJE.

Para la etapa del montaje de las probetas, es necesario describir el proceso que se llevó a cabo para la realización de las pruebas.

Figura 42. Montaje de las probetas.



7.2.1 Diseño de las pruebas. Para llevar a cabo las pruebas de fatiga se adquirieron 10 probetas de acero AISI 1045, para cada tipo de prueba, las cuales fueron diseñadas bajo el numeral 7.1 de la norma ASTM E-606 "*specimen desing*" [1].

Se estableció que la velocidad de los ensayos no supere las 3445 RPM, debido a que esta es la velocidad nominal del motor. Los ensayos serán realizados en un mínimo de 10 probetas registrando el número de ciclos a los cuales se dio el fallo del material. El sistema de la rueda excéntrica ejerce la carga sobre el módulo de

pruebas y la lectura de dicha carga se realizará por medio del sensor Lorenz messtechnik.

La finalidad de los ensayos es comprobar la funcionabilidad de la máquina. Esto se hace comparando los resultados de estudios realizados en trabajos de investigación para el mismo material de prueba, con los resultados obtenidos durante las pruebas, para determinar:

- ✓ El límite de resistencia a la fatiga.
- ✓ La curva S-N de vida infinita.

7.2.2 Procedimiento. Antes de iniciar cada ensayo en la maquina se verifican las condiciones de lubricación y correcto alineamiento del sistema de ejes y mordazas para garantizar una óptima operación. Luego se procede a aplicar la fuerza según el tipo de ensayo que se desee realizar.

El procedimiento para realizar el ensayo de fatiga a flexión rotativa es simple pero se hace necesario realizar los pasos que a continuación se mencionan en el orden que se indica.

- ✓ verificar cada una de las probetas, de acuerdo a las medidas especificadas en la norma y dejar un registro para la toma de resultados.
- ✓ Realizar el montaje de la probeta, de manera que quede perfectamente centrada entre las dos copas.
- ✓ Ajustar de forma adecuada las copas.
- ✓ Verificar el alineamiento de ejes-probeta, para que no se produzcan esfuerzos indeseados.
- ✓ Aplicar la carga determinada para la prueba con ayuda del desplazamiento generado en la rueda excéntrica.
- ✓ Encender el motor, con la velocidad que requiere el ensayo, la cual se ajusta con la ayuda del variador de frecuencia.

- ✓ Una vez se fractura la probeta se procede a anotar en una tabla de resultados el número de ciclos registrados, el tiempo de duración de la prueba y la carga aplicada.

Al momento de iniciar la prueba en fatiga a flexión rotativa, el giro causa que las fibras que se encuentran inicialmente a flexión pasen a estar a compresión y las fibras que están en la parte inferior a compresión, pasan a estar a flexión. Los movimientos repetitivos causan en la probeta fisuras que incrementan su tamaño gradualmente hasta que se hace inminente la fractura.

Para la prueba en fatiga a flexión alternativa, las fibras que inicialmente se encuentran a tracción pasan a estar a compresión y las fibras que están inicialmente a compresión pasan a estar a tracción debido al movimiento alternante generado con ayuda de la rueda excéntrica.

Para determinar la resistencia de un material a la fatiga es necesario realizar como mínimo 10 pruebas con cada tipo de material para obtener la curva esfuerzo – vida (S-N), como lo sugiere la norma ASTM E-606 en su numeral 8.7 (Number of specimens) [1].

7.3 VERIFICACIÓN.

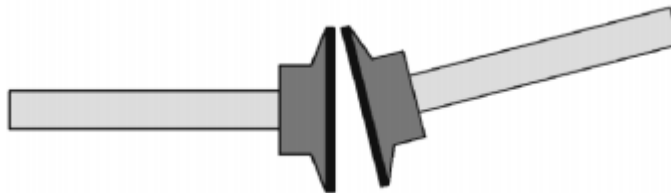
Durante la verificación del correcto funcionamiento de la máquina de fatiga, se realizó un proceso de alineación de las líneas de centro de las chumaceras con las líneas de centro de los ejes de los respectivos motores, este proceso se realizó con el fin de eliminar la vibración presente en la maquina durante su funcionamiento, ya que si no se realiza una correcta alineación, se puede generar un funcionamiento indeseado en el momento en que los motores estén girando a las velocidades requeridas para los ensayos, y los resultados de estos no sean confiables; estas vibraciones se transmitirán a los ejes de los motores, y terminaran acortando su vida útil.

El alineamiento es una técnica que busca la calidad en el montaje de las máquinas rotativas y sus fines son:

- Lograr un buen posicionamiento entre ejes.
- La eliminación de esfuerzos no deseados.
- La descarga de los órganos de apoyo de los equipos.
- La duración del servicio.
- Ahorro económico por disminución de roturas, deterioros y stocks de almacenamiento.
- Mayor disponibilidad de servicio.

Para una correcta alineación se deben tener en cuenta el **des-alineamiento angular**, que ocurre cuando la línea central de los ejes forma un ángulo entre sí. La presencia de fuerte vibración axial a 1x RPM caracteriza este tipo de desalineación, que puede estar acompañado de armónicos de la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes. [13]

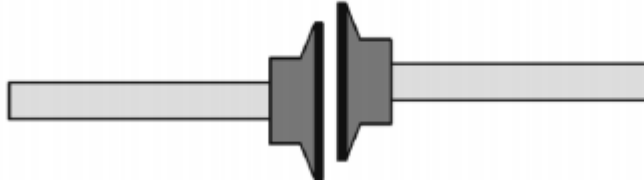
Figura 43 . Des alineamiento angular.



Fuente: <http://adqvibraciones.blogspot.com.co/2013/12/fallas-comunes-para-equipos-rotatorios.html>

Otro tipo de des-alineamiento es el **Axial o paralela**, que ocurre cuando los ejes son paralelos pero se encuentran desplazados transversalmente. La presencia de fuerte vibración axial a 1x RPM caracteriza este tipo de desalineación, que puede estar acompañado de armónicos en 2x y 3x de la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes.

Figura 44. Des alineamiento paralelo.



Fuente: <http://adqvibraciones.blogspot.com.co/2013/12/fallas-comunes-para-equipos-rotatorios.html>

El proceso llevado a cabo para realizar la labor de alineación en el banco de pruebas fue el siguiente; Se tomó un elemento fijo, que normalmente es el motor, y un elemento móvil, que permita realizar el ajuste para corregir el des-alineamiento. Se utilizó el dispositivo *SKF Shaft Alignment Tool TKSA 20*, el cual fue suministrado por el laboratorio de vibraciones de la escuela de Ingeniería Mecánica. Este dispositivo cuenta con una pantalla digital que ofrece las cifras de medición, además cuenta con un emisor y un receptor láser, con los cuales se obtiene la información necesaria para la alineación de los ejes (ver figura 45), una vez el medidor arroja los valores de des-alineamiento tanto paralelo como angular se procede a corregir los desajustes que se presentaron.

Figura 45. Equipo de alineamiento de ejes.



Figura 46 . Equipo de alineamiento de ejes montado en la máquina.



Debido a problemas de espacio, el montaje del alineador no se pudo realizar en la totalidad de la máquina ya que las dimensiones de esta no lo permitieron, debido a esto se impidió trabajar con el alineador, ya que arrojaría valores de desalineación confiables.

Figura 47. Barra de acero para alinear chumaceras.



También fue necesario el uso de una barra de acero de 90 cm de longitud y diámetro de 2,54 cm, que se utilizó como un eje para poder alinear las chumaceras ya que el instrumento de alineación digital tuvo restricciones para hacer la toma de datos.

El trabajo de alineación realizado cumplió con el objetivo de reducir en un gran porcentaje las vibraciones presentes en la máquina, permitiendo realizar ensayos en probetas a RPM más altas y con mayor confiabilidad.

Figura 48. Verificación.



7.3.1 PRUEBAS ESPERIMENTALES EN LA MAQUINA.

7.3.1.1 Procedimiento. La fatiga suele caracterizarse como un fenómeno de falla progresiva que ocurre por el inicio y propagación de grietas hasta un tamaño inestable, lo que hace esencial que el diseñador dirija su atención a las implicaciones de cargas repetidas, fluctuantes y aplicadas con rapidez.

Los diseñadores al momento de realizar cálculos estructurales a fatiga tienen que considerar valores de propiedades mecánicas como el límite de resistencia a la fatiga o la curva S-N. Estas propiedades se encuentran normalmente en tablas de textos que son editados en otros países y por lo tanto no corresponden a las propiedades mecánicas de los materiales disponibles o fabricados en nuestro medio. Adicionalmente, las empresas fabricantes de los aceros nacionales no disponen de información referente al comportamiento a la fatiga. A nivel nacional no es fácil encontrar información relacionada con investigaciones de este tipo, incluso a nivel internacional la información es muy escasa [14].

El propósito de estas pruebas fue evaluar tanto el comportamiento a la fatiga del acero AISI 1045 en probetas cilíndricas y acero ASTM A36 en probetas planas, como la funcionalidad de la máquina, de modo que se pueda comparar con información disponible en los textos especializados y tener una base para ser utilizada en el diseño de elementos de máquina; Hay que tener en cuenta que en el diseño, al utilizar aceros nacionales, es importante disponer de sus valores reales en el comportamiento a la fatiga y no utilizar valores estimados generalizados.

7.3.1.2 Determinación de las propiedades del material. Para determinar el punto de fluencia y esfuerzo último del material, se realizó el ensayo a tracción en la máquina universal Shimadzu modelo AG-X Autograph perteneciente a la Escuela de Metalúrgica. El objetivo de estas pruebas fue conocer el esfuerzo a la fluencia para cada tipo de acero.

Figura 49. Máquina universal de ensayos shimadzu modelo AG-X.



**Figura 50. Acero AISI SAE 1045
(Probeta cilíndrica)**



**Figura 51. Acero ASTM A36
(Probeta plana)**



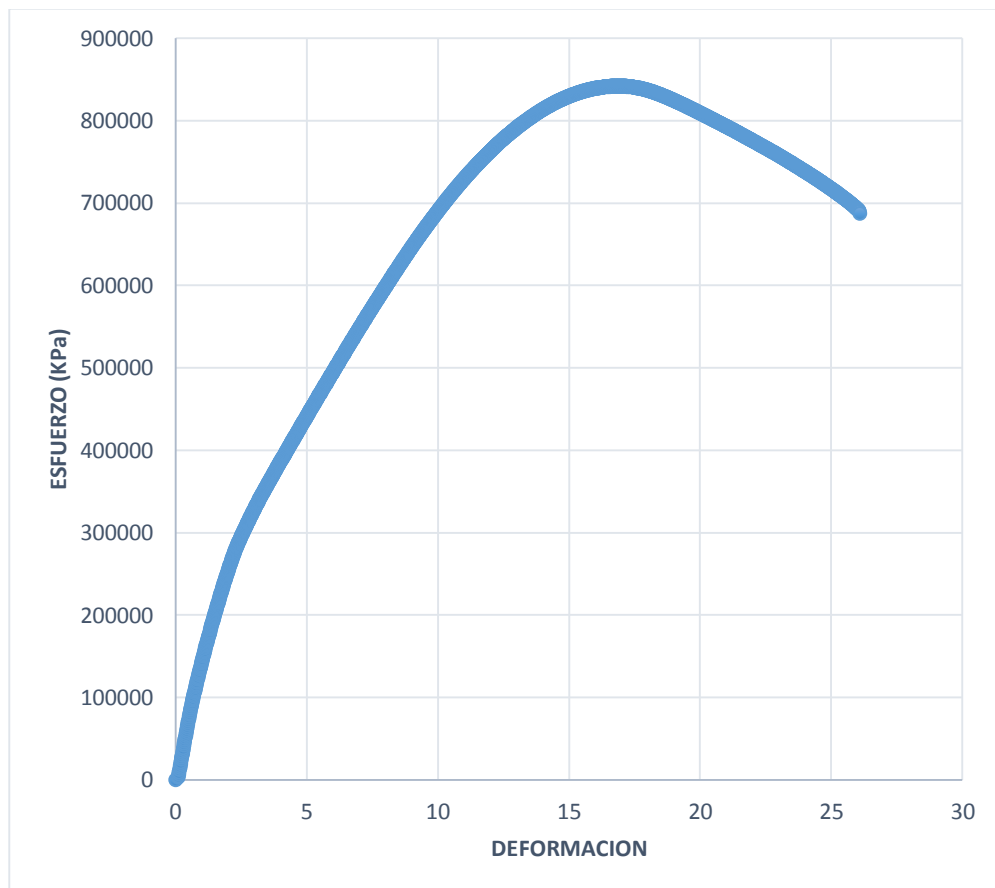
7.3.1.3 Resultados de las pruebas de tracción.

➤ Muestra maquinada de acero AISI SAE 1045

La muestra ya mecanizada fue suministrada por los estudiantes autores de este proyecto cuyas dimensiones fueron:

- Diámetro inicial = 6,56 mm
- Longitud inicial = 50 mm

Figura 52. Gráfico de esfuerzo vs deformación acero AISI 1045.



➤ **Muestra maquinada de acero ASTM A 36**

La muestra ya mecanizada fue suministrada por los estudiantes autores de este proyecto cuyas dimensiones fueron:

- Espesor= 4,5 mm
- Ancho= 10,12 mm

Figura 53. Esfuerzo vs deformación ASTM A 36.

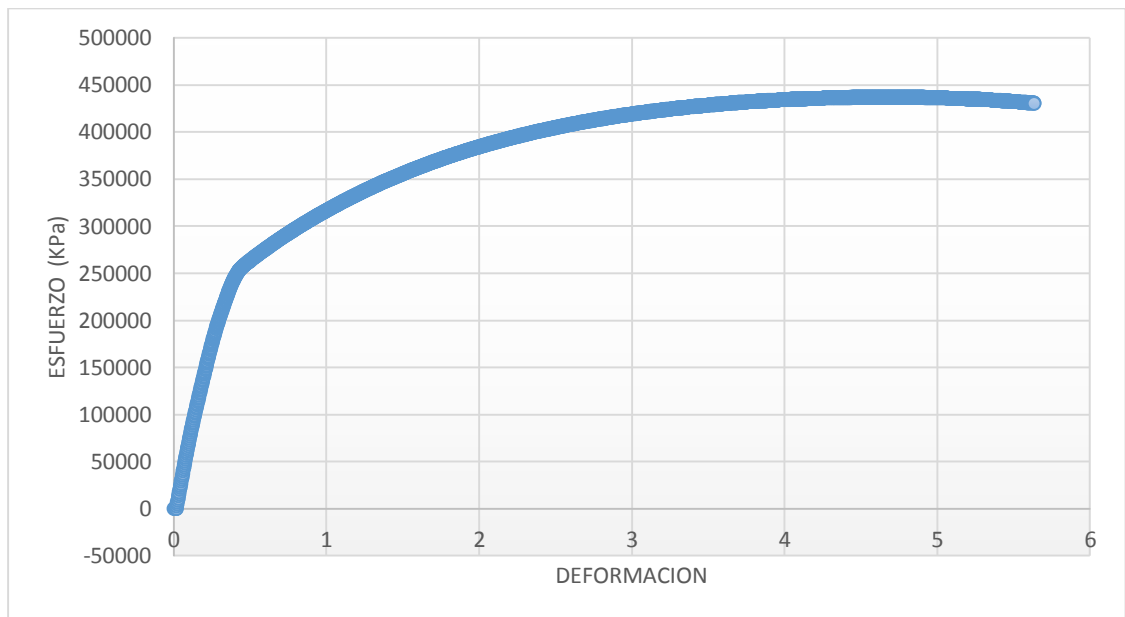
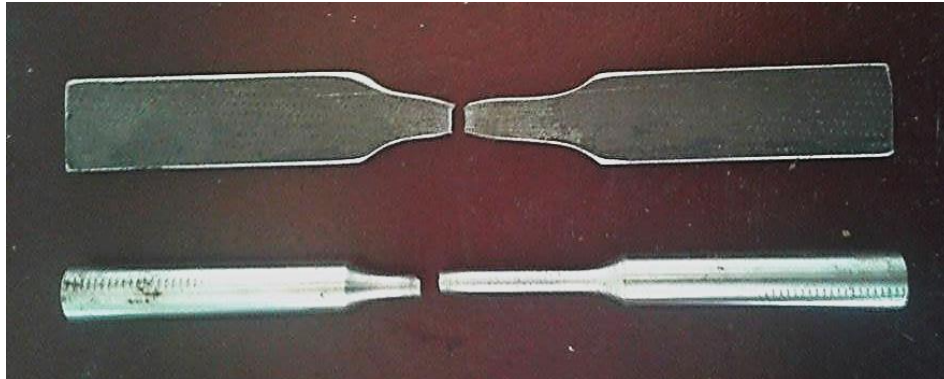


Figura 54. Probetas ensayadas a tracción en la maquina Shimadzu.



Una vez conocida la resistencia a la fatiga, se tomaron cinco niveles de esfuerzo por debajo de este valor para efecto de construir la curva S-N. Las probetas fueron cargadas con esfuerzos no mayores a la relación S_Y/S_{ut} (ver Tabla 1), asegurando que estos esfuerzos estuvieran en el rango elástico. Para cada nivel de esfuerzos se ensayaron 2 probetas.

Tabla 3. Propiedades mecánicas del ensayo a tracción para el acero AISI 1045 y el ASTM A36.

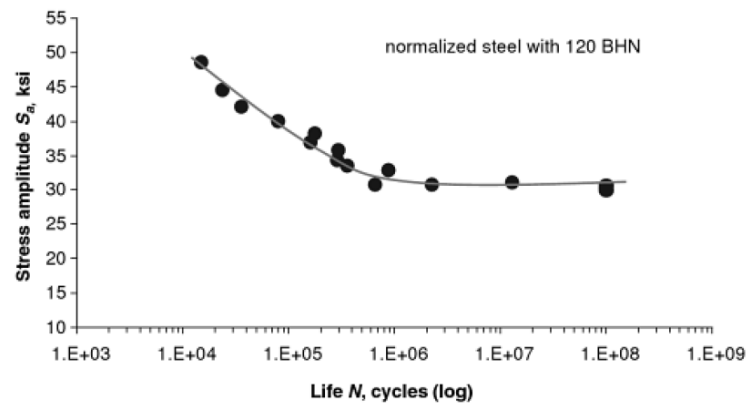
Acero AISI 1045		Acero ASTM A36
Esfuerzo de fluencia S_Y	764,573MPa	251,956MPa
Esfuerzo último S_u	841,866MPa	436,8492MPa
Relación S_Y/S_{ut}	0,9082	0,577

7.3.2 Modo de análisis de los datos para obtener la curva S-N. Los datos de los ensayos de las pruebas de fatiga que representan los ciclos de vida del material usualmente se dan en escala logarítmica.

La parte de la curva con pendiente negativa es llamada la región de vida finita, y la línea horizontal es la región de vida infinita, queriendo decir que si la prueba alcanza dicha región el material no sufrirá fractura por fatiga. El punto donde la curva pasa

de ser de pendiente negativa a una línea horizontal se le conoce con el nombre de “rodilla de la curva S-N” y representa el límite de fatiga o límite de resistencia. El límite de fatiga es asociado con el fenómeno de nucleación de grietas que es detectado por el primer límite de grano o por una barrera micro-estructural dominante [15].

Figura 55. Datos de fatiga por flexión, Curva S-N para aceros.



Fuente: Fatigue Testing and Analysis. Theory and Practice.

7.3.2.1 Procedimiento del ensayo. Los materiales usados para los ensayos de fatiga fueron acero AISI 1045 para las probetas cilíndricas y acero ASTM A-36 para las probetas planas. El diseño de las probetas se basó en la norma ASTM E-606.

Figura 56. Probetas para ensayo a flexión rotativa.



Figura 57. Probeta cilíndrica que ha fallado por fatiga.



Para el desarrollo de las pruebas de fatiga a flexión rotativa se usaron 10 probetas con un mismo nivel de esfuerzo para cada dos probetas, iniciando con un esfuerzo $\sigma = 0,75 S_y$; esta fue la manera para garantizar que las pruebas se realizaran por debajo del límite elástico y se fue disminuyendo en un 10% progresivamente hasta completar las 10 probetas. Cuando se presentó la falla de cada probeta, se procedió a registrar el número de ciclos y el tiempo al cual se dio el fallo. Los datos se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4. Datos pruebas a flexión rotativa.

material acero AISI 1045				
probeta N°	porcentaje del S_y	esfuerzo MPa	numero de ciclos a la falla	tiempo de la prueba (Min)
1	75%	573,38	27328	9.5
2	75%	573,38	22682	8.23
3	65%	496,93	90944	32.48
4	65%	496,93	107186	38.27
5	55%	420,47	144163	51.45
6	55%	420,47	185456	66.22
7	45%	344,03	249235	89.11
8	45%	344,03	296823	106.13

Para el desarrollo de las pruebas a flexión alternativa se usaron 6 probetas, para este caso se ensayó una sola probeta en cada nivel de esfuerzo iniciando con un

esfuerzo $\bar{\sigma} = 0,56 S_y$ y disminuyendo progresivamente en 5% hasta completar las 6 probetas. Cuando se presentó la falla de las probetas, se procedió a registrar el número de ciclos y el tiempo al cual se dio el fallo. Los datos se presentan en la siguiente tabla:

Figura 58. Probetas para ensayo a flexión alternativa.



Figura 59. Probeta plana que ha fallado por fatiga

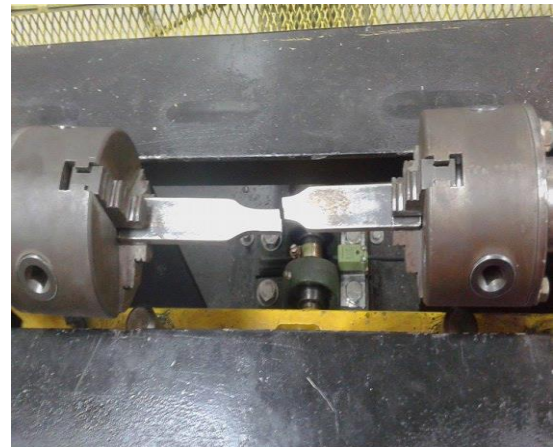


Tabla 5. Datos pruebas a flexión alternativa.

material acero ASTM A-36				
probeta N°	porcentaje del S_y	esfuerzo MPa	numero de ciclos a la falla	tiempo de la prueba (Min)
1	0,56	141095,529	4841	10,45
2	0,5	125978,151	8278	17,53
3	0,45	113380,336	8388	29,27
4	0,4	100782,521	12255	42,27
5	0,35	88184,7058	19506	65,59
6	0,3	75586,8907	30795	18.40

7.3.3 Análisis de los datos obtenidos. El análisis de los datos se realizó teniendo en cuenta en el estándar ASTM E-739 Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain- Life (ϵ -N) Fatigue Data [16].

Por recomendación de la norma los valores obtenidos durante los ensayos fueron graficados en el plano X-Y para formar la curva S-N, estos datos fueron ajustados mediante regresión lineal a una curva recta de la forma $N = A + BS$, con el fin de evitar la dispersión de los valores.

Se definió N (vida a la fatiga) como la variable dependiente que será denotada como Y y S (esfuerzo) como la variable independiente o variable controlada denotada como X.

Entonces se tendría:

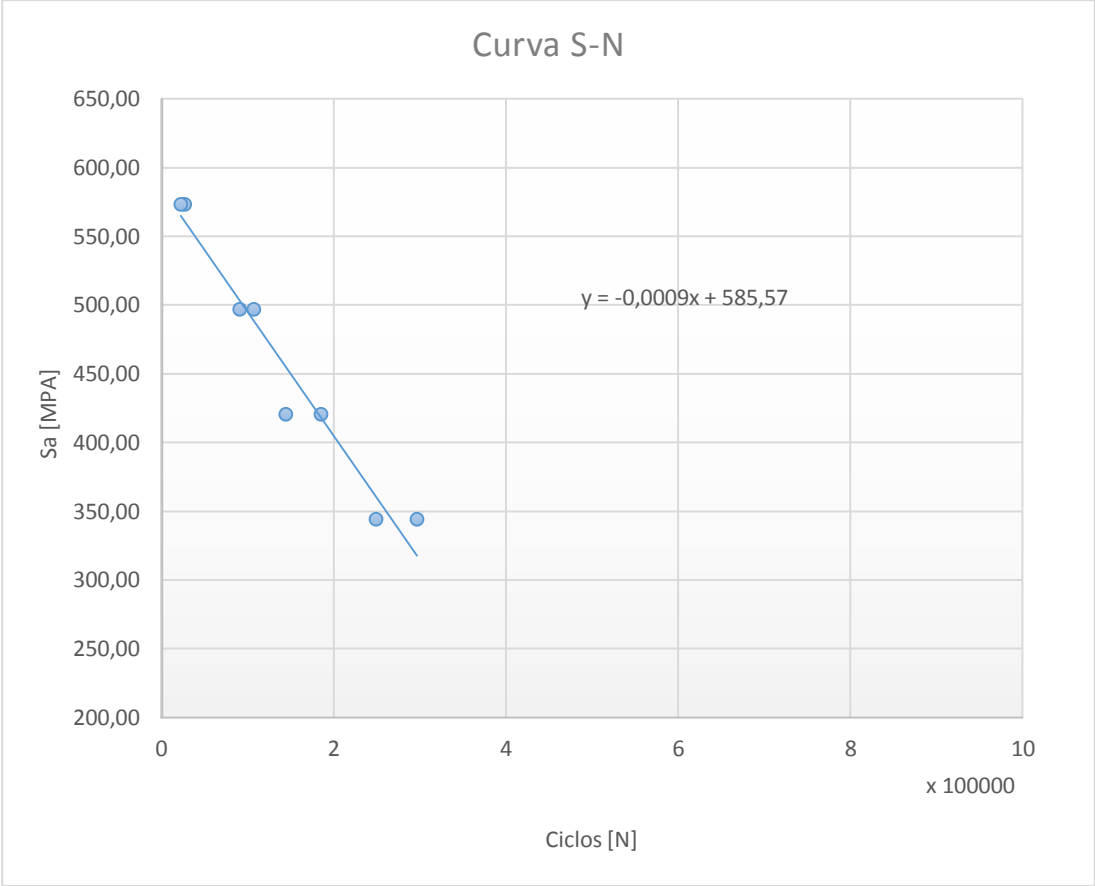
$$Y = A + BX$$

Figura 60. Probetas ensayadas



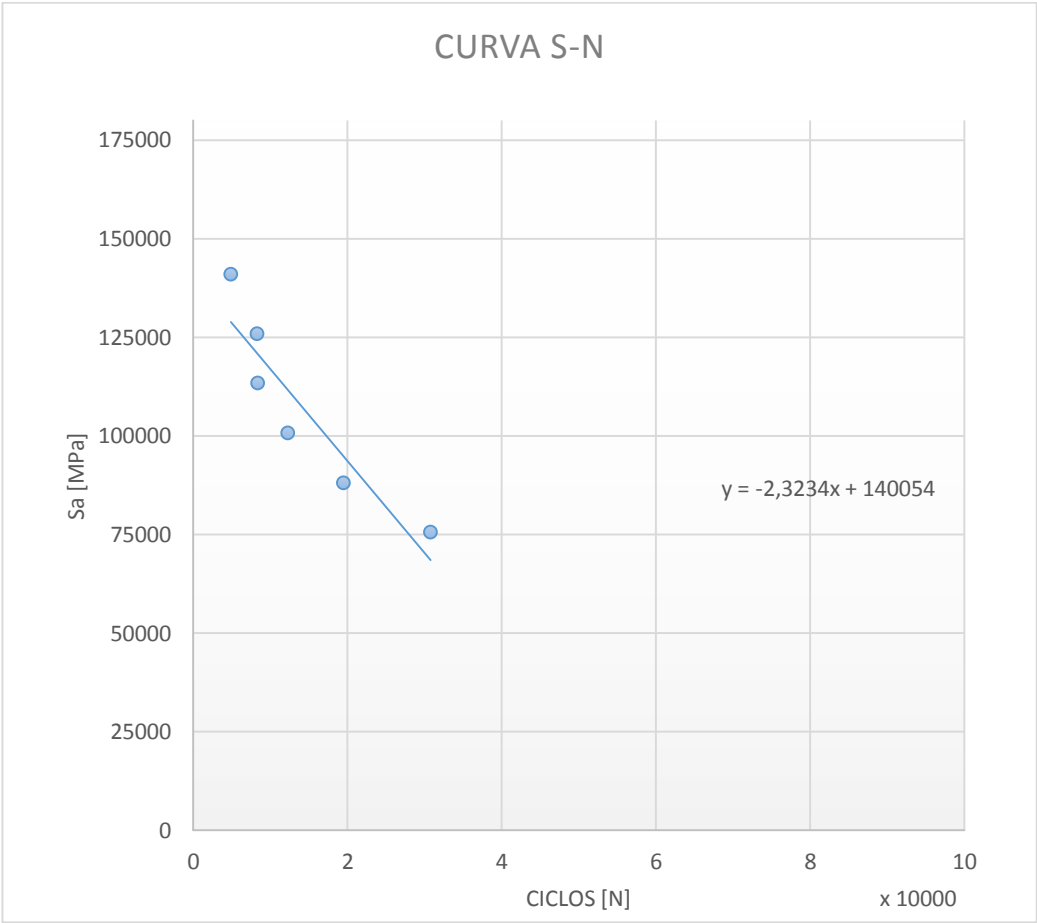
7.3.4 Construcción de las graficas S-N para el acero AISI 1045.

Figura 61. Curva S-N para el material AISI 1045.



7.3.5 Construcción de las graficas S-N para el acero ASTM A-36.

Figura 62. Curva S-N para el material ASTM A-36.



8 COSTOS.

El costo del trabajo de grado fue asumido principalmente por la Vicerrectoría de investigación y extensión (VIE) de la Universidad Industrial De Santander y estudiantes autores del presente trabajo de grado. Donde los fondos para las compras de elementos de mayor valor los realizaba la VIE; como fueron los motores eléctricos, el variador de frecuencia, las mordazas para sujeción de las probetas, entre otros. Los demás gastos corrieron por parte de los autores del proyecto, los cuales fueron, toda la parte eléctrica, el sistema de juntas universales, el caucho anti vibratorio y demás componentes necesarios para la puesta a punto de la máquina.

Tabla 6. Costos intelectuales.

Asesoría del ing. Alberto David Pertuz Comas	\$ 2.000.000,00
Desarrollo intelectual del proyecto por parte de los autores.	\$ 2.000.000,00
TOTAL COSTO.	\$ 4.000.000,00

8.1 COSTOS ASUMIDOS POR LA VICERRECTORÍA DE INVESTIGACIÓN Y EXTENSIÓN.

Tabla 7. Costos de partes para la construcción.

CANT	DETALLE	VALOR
1	Motor eléctrico trifásico de inducción de 3HP, 3600 RPM, 220V, T= 12.51Nm.	\$ 694.318,00
1	Motor eléctrico trifásico de inducción de 1 HP, 3600 RPM, 220V.	\$ 423.400,00
1	Variador de frecuencia para un motor de 3HP	\$ 664.100,00
2	Mordazas sujetadoras de probetas	\$ 480.000,00

TOTAL COSTO	\$ 2.261818,00
--------------------	-----------------------

Tabla 8. Costos de la construcción.

DETALLE	VALOR
Base perfil cuadrado en HR, con lamina superior y pintura	
Soportes de sistema móvil	
Ejes rotativos con acoples y facilidad par copa	
Sistema excéntrico para movimiento cíclico con piñones	
Guías verticales con bujes de bronce	
Rodamiento angulares	
Chumaceras de apoyo	
Soporte de motores	
Pintura y ensamble general	
TOTAL COSTO	

Nota: el detalle de los costos de la construcción no se tiene, ya que estos fueron asumidos por la vicerrectoría de investigación y extensión VIE y solo se cuenta con el valor de la cotización entregada por parte de INAL.

8.2 COSTOS ASUMIDOS POR LOS AUTORES DEL PROYECTO.

Tabla 9. Gastos varios.

Papelería (memorias, fotocopias, carpetas, empastes, etc.)	\$ 200.000,00
Transporte.	\$ 250.000,00
Otros gastos (gastos menores que no están soportados por facturas.)	\$ 100.000,00
Biela para moto TS 250 ER	\$ 70.000,00
Elementos mecánicos(tornillería, anti vibratorio, chazos de anclaje, pintura)	\$ 158.000,00

Juntas universales (cardan)	\$ 70.000,00
Probetas para realizar los ensayos de fatiga	\$ 650.000,00
TOTAL GASTO.	\$ 1.498.000,00

Tabla 10. Costos del sistema eléctrico.

CANT	DETALLE	VALOR
1	Contactador Ref: 1210 a 220v	\$ 19.000,00
1	Contactador Ref: 1810 a 220v	\$ 22.500,00
1	Interruptor automático 2x16 CHINT	\$ 21.000,00
1	Muletilla de 3 posiciones	\$ 9.000,00
1	Relé térmico 4-6 A	\$ 27.000,00
2	Piloto verde	\$ 12.000,00
1	10 metros cable vehículo #18	\$ 6.200,00
1	14 metros cable encauchetado 3x14	\$ 50.800,00
5	Prensa estopas pg-11	\$ 7.500,00
1	Cofre eléctrico	\$125.000,00
TOTAL COSTO.		\$ 300.000,00

8.3 COSTO TOTAL DEL PROYECTO.

Tabla 11. Costo total.

Costos asumidos por la VIE.	\$ 6.263.818,00
Costos intelectuales.	\$ 4.000.000,00
Costos asumidos por los autores del proyecto.	\$ 1.798.000,00
TOTAL.	\$ 12.061818,00

9 CONCLUSIONES.

- ✓ Se diseñó una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa y flexión rotativa para la escuela de ingeniería que cumpliera con los requerimientos norma ASTM E-606, con el fin de permitir a los estudiantes de ingeniería mecánica hacer el estudio del comportamiento de aceros de bajo carbono sometidos a cargas repetitivas.
- ✓ Se diseñó la máquina de fatiga partiendo de la premisa de aplicación de carga a momento constante en la zona de ensayo.
- ✓ Con este trabajo se inicia un precedente para la investigación en fatiga multiaxial, que en este caso permite solicitar al mismo tiempo una muestra de material a flexión rotativa y alternativa (roto-alternativa) consolidando una propuesta inédita que hasta el momento no existe en el mercado ya que en la actualidad es la única máquina que cuenta con los requerimientos constructivos para realizar este tipo de estudio.
- ✓ La máquina es capaz de trabajar individualmente a la sollicitación de flexión rotativa en muestras cilíndricas, la sollicitación a flexión alternativa en muestras planas y la sollicitación combinada (alternativa y rotativa) en muestras cilíndricas.
- ✓ La máquina usa sistemas electro-mecánicos sencillos, que se consiguen a bajo costo en el mercado como lo son la excéntrica, los motores, el variador, que permiten que la implementación de esta máquina sea accesible a todos los niveles de la educación.

10 RECOMENDACIONES.

- ✓ Se recomienda continuar con el desarrollo de la máquina, aplicando futuros proyectos de grado, para implementar el sistema de control, y terminar con el desarrollo de la máquina para que opere en la combinación de los dos tipos de fatiga.
- ✓ Cambiar las juntas cardánicas por otro tipo de junta que no permita desalineación e induzca a esfuerzos indeseados durante los ensayos.
- ✓ Incentivar a los estudiantes de ingeniería mecánica al desarrollo de proyectos de este tipo, con el fin de dotar el laboratorio del área de diseño de máquinas y de esta manera aumentar la participación en la línea de investigación de caracterización de materiales.
- ✓ Realizar ensayos a otros materiales y de esta manera ampliar la información sobre el estudio de la fatiga ya que la máquina se encuentra capacitada para este trabajo.
- ✓ Se recomienda que la escuela de ingeniería mecánica adapte espacios y herramientas para poder realizar proyectos de este tipo en el futuro de forma más cómoda.

CITAS.

[1] ASTM E606 / E606M-12, *Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing*, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2012, www.astm.org

[2] RAMÍREZ TOVAR, MARÍA. *Cuando los Materiales Llegan al Límite. Bucaramanga*. En Revista Metal actual [en línea]. Edición N° 6 (2007).
< http://www.metalactual.com/revista/6/procesos_fatiga.pdf >

[3] Fatiga, protocolo Curso de Materiales,
http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/2542_fatiga.pdf

[4] Alcañiz María, *Modelado y análisis POR ELEMENTOS FINITOS De un eje Ferroviario hueco Usando Pro-engineer*, Proyecto Fin de Carrera Universidad Carlos III de Madrid departamento de ingeniería mecánica, 2011.

[5] BARSON, Jhon & ROLFE, Stanley. *Fracture and fatigue control in structures*. 2ª Edición.

[6] SHIGLEY, Edward Joseph. *Diseño en ingeniería mecánica* 8ª edición. Mc Graw Hill. 2008.

[7] OLLER S, SUERO A. *Tratamiento del fenómeno de fatiga isotérmica mediante la mecánica de medios continuos*. Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería [en línea]. Vol.15, 1, 113-133 (1999).

[8] MARCO E, JUAN G. *Metodología para el análisis a fatiga mediante el código pro engineer: aplicación a un eje ferroviario*, Proyecto Fin de Carrera Universidad Carlos III de Madrid departamento de ingeniería mecánica, 2010.

[9] JULIO O, GARCÍA J. *Análisis a fatiga de un eje de tren de alta velocidad: estudios con fisuras*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, 2011.

[10] Cargas variables - *teoría de fatiga*, <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disl/Cap5>.

[11] JUVINALL, R. C. y MARSHEK, K. M. *Fundamentals of Machine Component Design*. 2nd ed. Nueva York: John Wiley & Sons, 1967.

[12] MORENO Belén, *Variabilidad en el crecimiento de grietas por fatiga bajo cargas aleatorias*, Tesis doctoral, Universidad de Málaga, 2002.

[13] http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/bajas_frecuencias/desalineacion_angular.html.

[14] Quesada Franz, Charris Jacob, Pérez Juan. Ensayos de fatiga en viga rotativa para determinar la Constante de Miner del acero AISI 1045 Calibrado comercializado por la Compañía General de Aceros en la ciudad de Barranquilla. Prospectiva Vol. 6, No. 2, Julio - Diciembre de 2008.

[15] Yung-Li LEE, Fatigue testing and analysis, Theory and Practice, USA 1987.

[16]] ASTM International, E-739 Standard Practice for Statistical Analysis of linear o linearized Stress-Life (S-N) and strain -Life (ϵ - N) Fatigue Data, Universidad Industrial de Santander, 2016, 7p.

BIBLIOGRAFIA.

BARSON, Jhon & ROLFE, Stanley. Fracture and fatigue control in structures. 2ª edición. Philadelphia: ASTM, 1999

CASTILLO CASTELLANOS, Alfonso y GARCES JAIMES, Jhon Edward. Diseño mecatrónico de una máquina de fatiga por flexión rotativa para la escuela de metalúrgica. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2007.

COLLINS, Jack. Failure of materials in mechanical design. New York: John Wiley & Sons, 1993.

DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Tomo I, Bogotá Editorial labor S.A. Quinta edición. 1977.

ESCAMILLA A, MOJICA D, Diseño y construcción de un banco para pruebas de fatiga bajo flexión rotativa de probetas en voladizo según normativa ASTM E-606, Trabajo de grado, Ingeniero Mecánico. Bucaramanga, Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2010

FAIRES, Virgil, M. Diseño de elementos de máquinas. Barcelona. Montaner & Simon S.A 1970

FORREST, P.G. Fatigue of metals. Oxford, Pergamon press. 1970.

HAMROCK, Bernad J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. elementos de máquinas. McGraw-Hill, 2000. 926 p.

JUVINALL. Angel F. Metal Fatigue: theory and design. Lohn Wiley & Sons 1969.

MARIN, Joseph. Mechanical behavior of engineering materials. Englewoo cliffs New Yersey. Prentice Hall. 1963.

NORMAS TECNICAS ASTM E 606-12, Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing.

PARADA, Luís Alfredo. Estática, Fricción y maquinas, Bucaramanga, UIS junio 10, 1994.

SHIGLEY, Edward Joseph. Diseño en ingeniería mecánica 2ª edición. Mc Graw Hill. 1977.

SHIMADZU. Catalog model H7. High Temperature Rotary Bending Fatigue Testing Machine.

ANEXOS

**LOS ANEXOS DE ESTE PROYECTO PUEDEN
CONSULTARSE EN BIBLIOTECA UIS: SALA BASE DE
DATOS**