

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE
TENSIÓN Y COMPRESIÓN PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**DIANA MARISOL PACHECO RAMIREZ
JUAN MANUEL ARENAS PEREZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE
TENSION Y COMPRESIÓN PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**DIANA MARISOL PACHECO RAMIREZ
JUAN MANUEL ARENAS PEREZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

A mi madre, a mi abuela y a todos quienes creyeron en mí e hicieron posible este proyecto.

Diana Pacheco Ramírez

A mis padres, a mi familia y a todas las personas que hicieron parte de este proceso. Gracias por su apoyo.

Juan Manuel Arenas Pérez

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	20
1. GENERALIDADES Y CONCEPTOS BÁSICOS	21
1.1. DEFINICIÓN DE FATIGA	21
1.2. FALLA POR FATIGA	21
1.3. CONCENTRADORES DE ESFUERZOS	22
1.4. ESFUERZOS CÍCLICOS	23
1.5. ENSAYOS DE FATIGA.....	25
1.5.1 Ensayos de Alto Ciclaje.	27
1.5.2 Ensayos de Bajo Ciclaje.	29
1.6. DIAGRAMAS S-N	30
1.7. DISEÑO MECÁNICO ENFOCADO A LA FATIGA	32
1.8. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.....	34
1.8.1. Objetivo General.....	34
1.8.2. Objetivos Específicos.....	34
2. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA	36
2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL.....	36
2.2. DESCRIPCIÓN DE LA EXCENTRICA	37
2.3. DESCRIPCIÓN DE LOS BRAZOS ACTUADORES.....	39
3. DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES	40
3.1. CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO MECÁNICO	40
3.2. SELECCIÓN DEL MOTOR.....	43
3.2.1. Selección del acople	44
3.3. DISEÑO DE LOS EJES PRINCIPALES.....	45
3.3.1. Cálculo de cuñas y chaveteros.	49

3.4. DISEÑO DE LA EXCÉNTRICA	50
3.4.1. Diseño de pieza soporte.	51
3.4.2. Selección del tornillo.	51
3.4.3. Diseño del dado roscado y pivote excéntrico	53
3.5. DISEÑO DE LA BIELA.....	55
3.6. DISEÑO DE LOS EJES GUÍAS	58
3.7. CALCULO DE LOS PASADORES.....	60
3.8. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS	60
3.8.1. Rodamientos de los ejes principales	60
3.8.2. Rodamiento eje voladizo-biela.	64
3.8.3. Rodamientos lineales.....	64
3.9. SELECCIÓN DE LA TRANSMISION DE POTENCIA	65
3.9.1. Correa Sincrónica.	66
3.9.2. Polea dentada.....	66
4. DISEÑO ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO	67
4.1. VARIADOR DE VELOCIDAD.....	68
4.1.1. Conexión eléctrica del variador de frecuencia.....	69
4.1.2. Conexión electrónica del variador.	70
4.1.3. Configuración de parámetros del variador.	71
4.2. PLANO ELÉCTRICO GENERAL	71
4.3. DISEÑO ELECTRÓNICO	73
4.3.1. Adquisición de la señal de fuerza.....	74
4.3.2. Conteo del número de ciclos.....	78
4.3.3. Programa en LabView.	80
5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	85
6. RESULTADOS	91
6.1. ANALISIS DE RESULTADOS.....	94

7. CONCLUSIONES	98
8. RECOMENDACIONES.....	100
BIBLIOGRAFÍA.....	101

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Valores del módulo de elasticidad para diversos materiales	28
Tabla 2. Excentricidad en función del giro del tornillo	52
Tabla 3. Parámetros establecidos para un correcto desempeño eléctrico de la máquina.....	71
Tabla 4. Porcentajes del límite elástico de acuerdo a la deformación aplicada	87
Tabla 5. Esfuerzo – Número de Ciclos.....	92
Tabla 6. Esfuerzo – Número de Ciclos.....	93
Tabla 7. Errores encontrados para diferentes valores de esfuerzo	95

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Superficie de un material que ha fallado por fatiga	22
Figura 2. Comportamiento del esfuerzo en cambios de sección	23
Figura 3. Variación en esfuerzo medio cíclico diferente de cero	25
Figura 4. Máquina de ensayos de viga rotatoria de Moore.....	26
Figura 5. Probetas estandarizadas según la norma ASTM 466	26
Figura 6. Diagrama esfuerzo deformación	27
Figura 7. Ciclos de Histéresis	29
Figura 8. Diagrama S-N.....	30
Figura 9. Resistencia a la fatiga en función del número de ciclos para aleaciones ferrosas	31
Figura 10. Esfuerzo alternante en función del número de ciclos para una variedad de materiales	32
Figura 11. Diagrama de fatiga para diferentes criterios de falla	34
Figura 12. Máquina de ensayos de fatiga	37
Figura 13. Soporte excéntrica	38
Figura 14. Conjunto Excéntrica.....	38
Figura 15. Celda de carga	39
Figura 16. Brazo actuador izquierdo	39
Figura 17. Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante del criterios de falla de ASME- elíptica:.....	40
Figura 18. Curva característica del motor seleccionado.....	44
Figura 19. Motor eléctrico WEG de 4 HP	44
Figura 20. Acople tipo araña.....	45

Figura 21. Diagramas de cuerpo libre del eje principal en la condición de máxima tensión y compresión	46
Figura 22. Diagramas de cortante y momento en la condición de máxima tensión y compresión	47
Figura 23. Eje principal acoplado al motor	48
Figura 24. Eje conducido por la transmisión	48
Figura 25. Bujes acoplados al eje conducido	49
Figura 26. Dimensionamiento de las chavetas.....	49
Figura 27. Conjunto de la excéntrica	50
Figura 28. Pieza soporte excéntrica.....	51
Figura 29. Pivote Excéntrico	53
Figura 30. Análisis de deformaciones para la tuerca en el mecanismo excéntrico	54
Figura 31. Análisis de fatiga de la tuerca del mecanismo excéntrico	54
Figura 32. Análisis de frecuencia para la primera forma modal en la tuerca del mecanismo excéntrico	55
Figura 33. Conjunto Excéntrica – Biela	56
Figura 34. Análisis de deformaciones para la biela	56
Figura 35. Análisis de fatiga para la biela	57
Figura 36. Análisis de frecuencia para la primera forma modal de la biela.....	57
Figura 37. Eje guía	58
Figura 38. Acople Eje guía - Rodamiento lineal	58
Figura 39. Análisis de fatiga para el eje guía derecho.....	59
Figura 40. Análisis de frecuencia para la primera forma modal en un eje guía	59
Figura 41. Montaje de rodamientos y poleas en el eje motriz	61
Figura 42. Características rodamiento 22310.	61
Figura 43. Características rodamiento NJ 2310:.....	62
Figura 44 Características geométricas chumacera SNV 110:.....	63
Figura 45. Características de carga de la chumacera SNV 110	63
Figura 46. Características rodamiento NA 6908	64
Figura 47. Características rodamiento lineal LBCD 25.	65

Figura 48. Correa Sincrónica	66
Figura 49. Polea dentada.....	66
Figura 50. Circuito de potencia eléctrica	67
Figura 51. Conexión en triángulo del motor	68
Figura 52. Variador de frecuencia CFW-10.....	68
Figura 53. Conexiones guardamotor.....	69
Figura 54. Disposición de la transmisión.....	69
Figura 55. Parte frontal tablero	70
Figura 56. Esquema de conexión electrónica del variador de frecuencia.....	70
Figura 57. Plano eléctrico general de la máquina	72
Figura 58. Tarjeta NI myDAQ	73
Figura 59. Celda de carga K-12.....	74
Figura 60. Conexiones para la adquisición de datos.....	75
Figura 61. Esquema LM317T	75
Figura 62. Circuito Fuente Dual regulada	76
Figura 63. Circuito construido en baquelita	76
Figura 64. Amplificador de voltaje INA 128	77
Figura 65. Sensor QRD1114	78
Figura 66. Diagrama de conexiones del sensor QRD1114 – Arduino Nano.....	79
Figura 67. Código Arduino Conteo número de ciclos	80
Figura 68. Grafica teórica de esfuerzos en función del número de ciclos para el aluminio en diferentes configuraciones de carga	81
Figura 69: Lazo de control y funcionamiento del sistema electrónico.....	84
Figura 70. Punto cero de los sistemas excéntricos libres de carga	85
Figura 71. Excéntricas posicionadas para un ensayo tensión – compresión.....	86
Figura 72. Probeta lista para iniciar el ensayo	87
Figura 73. Sección de configuración de parámetros	87
Figura 74. Dimensiones de las probetas de ensayo.....	88
Figura 75. Sección de fractura de probetas sometidas a fatiga axial	91
Figura 76. Ángulo de excentricidad vs número de ciclos	92

Figura 77. Diagrama de esfuerzo vs número de ciclos93
Figura 78. Diagrama de grados de excentricidad y esfuerzo vs número de ciclos 94
Figura 79. Diagrama de esfuerzo vs número de ciclos95

LISTA DE ECUACIONES

Pág.

Ecuación 1. Esfuerzo debido a carga axial	24
Ecuación 2. Esfuerzo debido a momento flector	24
Ecuación 3. Esfuerzo medio	24
Ecuación 4. Rango de esfuerzo	24
Ecuación 5. Esfuerzo Alternativo	24
Ecuación 6: Relación de esfuerzo.....	25
Ecuación 7. Ecuación reducida de diseño a fatiga para cargas combinadas	28
Ecuación 8. Ecuación reducida de diseño a fatiga para cargas combinadas	41
Ecuación 9. Límite de resistencia modificado	41
Ecuación 10. Longitud de la cuña por falla por cortante.....	50
Ecuación 11. Longitud de la cuña por falla por aplastamiento	50
Ecuación 12: Relación entre el la resistencia y la ganancia	77
Ecuación 13. Ecuación reducida de diseño a fatiga para cargas combinada	83

LISTA DE ANEXOS

Anexo A: Catálogo INSTRON de una máquina hidráulica de ensayos de fatiga axial

Anexo B. Artículo acerca de la calibración dinámica de máquinas de ensayos de fatiga axial y su importancia

Anexo C. Trabajo de grado acerca del diseño y construcción de una máquina de fatiga bajo flexión rotativa

Anexo D. Ficha técnica del motor eléctrico

Anexo E. Manual del sensor de fuerza

Anexo F. Planos

Anexo G. Manual de operación de la máquina

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE TENSION Y COMPRESIÓN PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA*

AUTORES:

Diana Marisol Pacheco Ramírez
Juan Manuel Arenas Pérez**

PALABRAS CLAVE: Máquina de ensayos, Fatiga, Esfuerzo, Deformación, Probeta, Control.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo del proyecto consiste en proporcionar una máquina de ensayos que permita a los estudiantes, y en general, a la escuela de Ingeniería Mecánica profundizar en el estudio y comprensión del fenómeno de la fatiga axial en diversos materiales y para diferentes velocidades de carga.

La máquina consiste en un mecanismo simétrico de dos brazos conectados por una correa sincrónica, y apoyados en soportes rígidos que garantizan la condición de paralelismo entre ellos; este sistema es impulsado por un motor eléctrico de 4 Hp controlado por un variador de velocidad. Cada uno de los brazos posee un tornillo para regular la deformación de la probeta, una biela para transmitir la carga y una copa con mordazas para asegurar que la probeta reciba la carga correctamente. La carga aplicada por el mecanismo es censada mediante una celda de carga conectada directamente a uno de los ejes guías y envía las señales registradas a una tarjeta de adquisición de datos tipo DAQ, la cual permite la comunicación entre el programa elaborado en LABVIEW y la máquina.

El programa elaborado en LABVIEW define como parámetros proporcionados por el usuario las propiedades de la probeta y el número de ensayos a realizar, junto con los datos de fuerza proporcionados por la celda de carga, el programa calcula los esfuerzos máximos y mínimos de tensión y compresión para generar la gráfica de esfuerzos en función del número de ciclos.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánica. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Alberto David Pertuz Comas, Ingeniero Mecánico

ABSTRACT

TITTLE:

DESIGN AND BULDING OF A TENSION-COMPRESSION FATIGUE TESTING MACHINE FOR THE MECHANICAL ENGINEERING SCHOOL ♦

AUTHORS:

Diana Marisol Pacheco Ramírez
Juan Manuel Arenas Pérez♦♦

KEYWORDS: Testing machine, Fatigue, Strength, Deformation, Test sample, Control.

DESCRIPTION:

The aim of this project is to provide a functional testing machine which allows the students, and, in general, all Mechanical Engineering members to deepen the study and understanding the phenomenon of axial fatigue in various material types and for different loading rates.

The machine consist of a symmetric mechanism with two arms connected by a synchronous belt and sustained by rigid supports such that ensures parallelism between the two arms; this system is buoyed by a 4 HP electric motor, which is controlled by a variable speed drive.

Each arm has one screw to regulate the test sample deformation, one connecting rod to transmit the load and a lathe chuck to ensure the sample receives correctly the load. The applied load is sensed by a load cell connected to one of the rods; this load cell sends the load signal to an acquisition card, which allows the communication between the control program elaborated in LABVIEW and the machine.

The control program defines as parameters given by the user the material and the sample dimensions, with the data provided by the load cell, the program calculates the maximum and the minimum stress required to break the sample in order to generate the stress-number of cycles graphic.

♦ Undergraduate thesis

♦♦ Faculty of Physical-Mechanical Engineering, Mechanical Engineering School, Eng. Alberto David Pertuz Comas, Mechanical Engineer.

INTRODUCCIÓN

Cuando a un elemento con geometría conocida se le aplica una carga constante, se presenta un desplazamiento en las partículas, que depende directamente de la configuración intrínseca del material; a medida que aumenta la carga, la pieza alcanza su límite elástico y empieza a deformarse hasta que se rompe, en este punto, se dice que la pieza alcanza su esfuerzo de rotura o fractura, sin embargo en aplicaciones prácticas e industriales, las cargas son cambiantes, tanto en dirección como en magnitud, este tipo de cargas, se denominan cargas dinámicas y provocan que los materiales fallen antes de mostrar signos de deformación.

Para la escuela de ingeniería mecánica, esta área de estudio es de vital importancia en la formación de los estudiantes, por lo tanto en este proyecto se pretende abordar el análisis de diversos materiales cuando se encuentran sometidos bajo cargas fluctuantes de tensión y compresión; para ello se ha construido una máquina de ensayos capaz de modificar las velocidades de carga incidentes y mostrar una gráfica en tiempo real del esfuerzo al que se encuentra sometido la probeta de tal manera que al finalizar el ensayo se puede obtener una gráfica de esfuerzo en función del número de ciclos.

1. GENERALIDADES Y CONCEPTOS BÁSICOS

1.1. DEFINICIÓN DE FATIGA

La fatiga de materiales es un fenómeno de progresión grieta debido a cargas variables, esta empieza por el punto más crítico y se expande hasta generar una rotura, esto se conoce como fallo por fatiga y se estima que más del 80% de las piezas de máquinas fallan debido a este fenómeno. Este fenómeno se presenta incluso bajo cargas menores a las que llegan a producir deformaciones perceptibles, por lo tanto tiene aspecto frágil aún en materiales dúctiles.

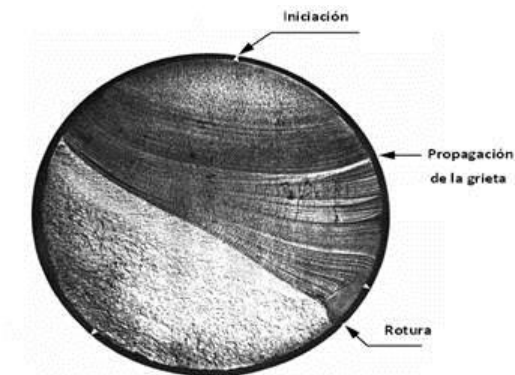
1.2. FALLA POR FATIGA

Cuando un material sufre una rotura bajo cargas fluctuantes, se dice que ha fallado por fatiga. En general este proceso tiene un inicio a nivel microscópico, comenzando donde se presenten discontinuidades en la estructura del material (Concentradores de esfuerzos, porosidad, penetración de óxidos, deslizamiento sobre los planos de cortadura, imperfecciones en el material etc...).

Una vez que se forma la fisura, se generan concentradores de esfuerzos, los cuales fomentan el crecimiento de la fisura, aunque el esfuerzo aplicado en la pieza sea inferior al esfuerzo de fluencia, en pequeñas zonas de la grieta el esfuerzo es mayor llegando al rango plástico, al aplicar esfuerzos repetitivos, estas zonas que se encuentran en el rango plástico no pueden recuperarse generando un incremento en la grieta, de esta manera, el área resistente disminuye paulatinamente hasta que el esfuerzo generado es superior a la resistencia última

del material, esto puede darse incluso con cargas bastante inferiores a la carga de trabajo, generando una ruptura.

Figura 1. Superficie de un material que ha fallado por fatiga



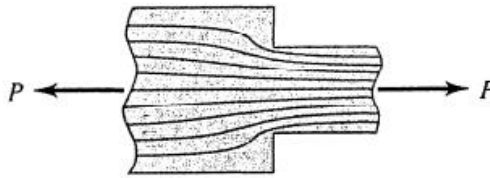
Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

1.3. CONCENTRADORES DE ESFUERZOS¹

Tanto los materiales como los procesos de fabricación de piezas presentan imperfecciones que se ven reflejadas en la estructura cristalina de las piezas, además, para lograr que sean funcionales y se puedan ensamblar con más elementos, se deben realizar cambios de sección, ranuras o agujeros, todas estas variaciones en el material, cambian la distribución del esfuerzo provocando que en algunas regiones sea mayor que en otras, por lo tanto se denominan, concentradores de esfuerzo.

¹ BUDYNAS, R., NISBETT, K. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava ed. México: Ed. Mc Graw Hill. 2008

Figura 2. Comportamiento del esfuerzo en cambios de sección²



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

1.4. ESFUERZOS CÍCLICOS³

El esfuerzo cíclico es una función del tiempo; pero la variación es tal que la secuencia del esfuerzo se repite. Los esfuerzos son axiales (tensión o compresión), de flexión o de torsión.

Para la comprensión de los esfuerzos cíclicos fluctuantes es necesario caracterizar varios parámetros.

N_c	Numero de Ciclos
σ_{max}	Esfuerzo máximo
σ_{min}	Esfuerzo mínimo
σ_m	Esfuerzo medio
σ_r	Rango de esfuerzo
σ_a	Amplitud de esfuerzo
R	Relación de esfuerzo

Cuando la fuerza que se presenta es completamente axial, calcular el esfuerzo en la pieza se hace mediante la siguiente ecuación:

² HAMROCK, B., JACOBSON, B., SCHMID, S. Elementos de máquinas. México: Editorial Mc Graw Hill. PP 248. 2000

³ *Ibid.*, pp 261

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area}}$$

Ecuación 1. Esfuerzo debido a carga axial

Aunque σ es propio de los esfuerzos axiales, es posible que un momento flector generado por una fuerza transversal genere esta clase de esfuerzos axiales.

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

Ecuación 2. Esfuerzo debido a momento flector

M = Valor del momento flector

C = Distancia del eje neutro a la fibra más alejada (corresponde al radio, cuando la sección transversal es circular)

I = Momento de inercia

El esfuerzo medio se define como el promedio de los esfuerzos máximo y mínimo en el ciclo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Ecuación 3. Esfuerzo medio

El rango de esfuerzo es la diferencia entre el esfuerzo máximo y el mínimo.

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

Ecuación 4. Rango de esfuerzo

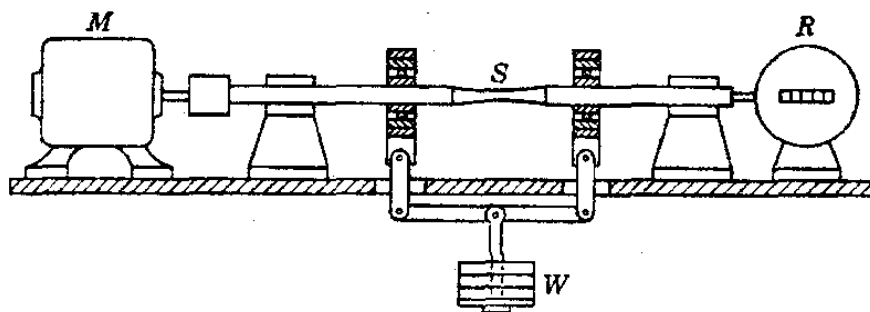
La amplitud del esfuerzo es la mitad de rango del esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Ecuación 5. Esfuerzo Alternativo

Estos experimentos proporcionan la indicación más directa del tiempo de vida de un componente en el entorno de carga verdadero. Para probar especímenes estándares bajo cargas de flexión rotativa, se somete a una viga a flexión pura y se hace girar. El diseño de la probeta contempla una menor área en el centro exacto de la pieza, de tal manera que la pieza se rompa en este punto, si esto no ocurre se concluye que hay un defecto en la superficie que cambia los resultados. El procedimiento se hace hasta que la pieza falle completamente y se produzca la rotura, y este se repite en otros especímenes idénticos, disminuyendo la amplitud del esfuerzo.

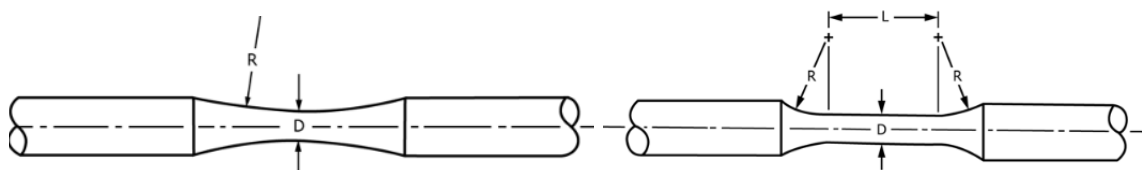
Figura 4. Máquina de ensayos de viga rotatoria de Moore



Fuente: Diseño de elementos de máquinas de Faies

Para observar el comportamiento de los materiales sometidos a cargas axiales fluctuantes se usan probetas estandarizadas por la norma ASTM 466, como la que se observa en la figura:

Figura 5. Probetas estandarizadas según la norma ASTM 466



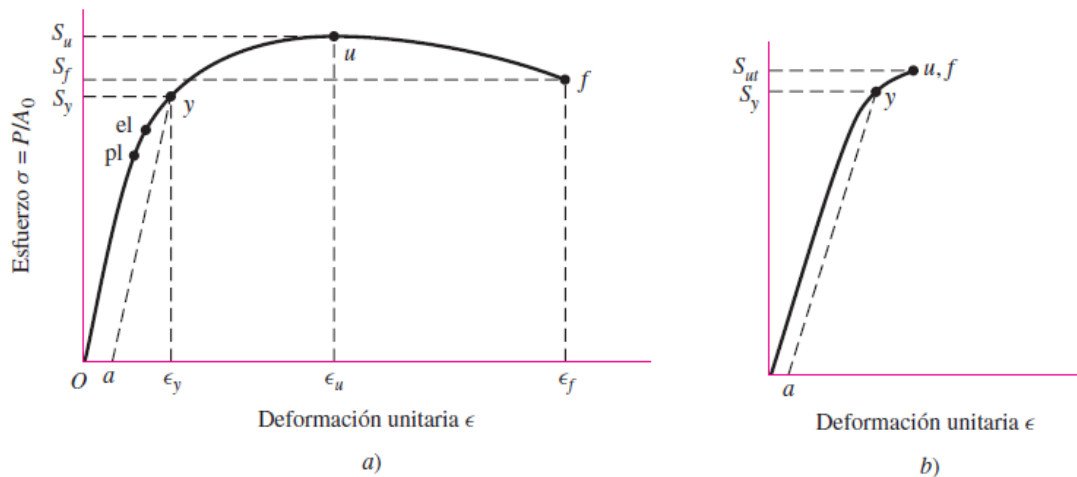
Fuente: Norma ASTM 466

La probeta es sujeta mediante mordazas y es sometida a una carga repetitiva, cuya magnitud y frecuencia de aplicación, son controladas, esto se hace hasta que el material falla.

1.5.1 Ensayos de Alto Ciclaje. Para hacer un ensayo de fatiga, se debe mantener el esfuerzo aplicado en la probeta por debajo de su límite de fluencia S_Y , este tipo de ensayos se les llama de alto ciclaje, es decir; superior a 10^3 ciclos. De tal manera que el esfuerzo se presente en su totalidad en el rango elástico del material.

En esta zona se puede modelar el comportamiento del material, y se puede encontrar una relación entre el esfuerzo y el número de ciclos.

Figura 6. Diagrama esfuerzo deformación



- a) Materiales dúctiles
- b) Materiales Frágiles

Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va Edición

Al trabajar en el rango elástico, el material se comporta como un resorte, obedeciendo la ley de Hooke de los resortes. De esta manera se puede encontrar una relación entre la fuerza aplicada y la deformación que esta produce.

$$\delta = P * \frac{L}{A * E}$$

Ecuación 7. Ecuación reducida de diseño a fatiga para cargas combinadas

- δ Deformación
- P Carga Aplicada
- A Área de ensayo
- L Longitud de ensayo de la probeta
- E Módulo de elasticidad

El módulo de elasticidad se encuentra parametrizado para cada material, como se muestra a continuación:

Tabla 1. Valores del módulo de elasticidad para diversos materiales

Material	Módulo de Young E [MPa]
Goma	7
Cartílago (humano)	24
Tendón (humano)	600
Hilo de Pesca (estándar)	1300
Polietileno, Nylon	1400
Madera (laminada)	7000
Madera (según la fibra)	14 000
Hueso (fresco)	21000
Hormigón / Concreto	27 000
Aleaciones de Mg	42 000
Granito	50 000
Vidrio	70 000
Aleaciones de Al	70 000
Latón	110 000
Bronce	120 000
Cobre	110 000
Magnesio	45 000
Titanio	107 000
Níquel	22 000
Plomo	18 000
Grafeno	1 000 000

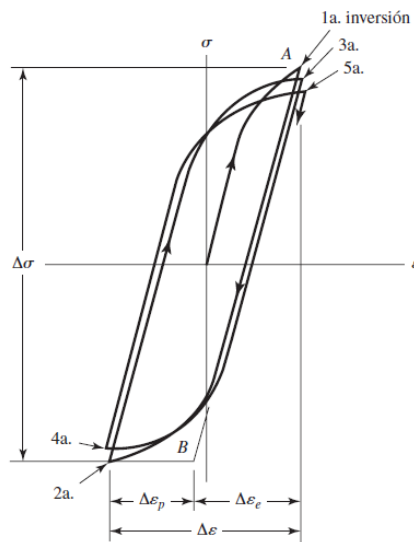
Fuente: Fundamentos de la ciencia e ingeniería de los materiales de Callister

1.5.2 Ensayos de Bajo Ciclaje. Los ensayos de bajo ciclaje, es donde la carga aplicada genera un esfuerzo superior al esfuerzo de fluencia del material, trabajando en el rango plástico. Donde el material no puede recuperar sus dimensiones. La duración de estas pruebas es inferior 10^3 ciclos.

El diagrama de esfuerzo deformación para uno de estos ciclos, se le conoce como ciclo de histéresis. Para obtener un ciclo de histéresis se toman, varios picos de diferentes ensayos y así promediar una curva para cada ciclo variando la deformación. De esta manera se puede obtener la curva de histéresis.

Estos ensayos se realizan principalmente para estimar la vida de piezas o uniones, donde predomina la deformación plástica, donde se puede estimar el nivel de esfuerzo alcanzado. Como es el caso de las geometrías conocidas, con niveles de tensión muy altos, o donde no se conozca la carga que está soportando un punto específico, como el caso de una soldadura, sin embargo se sabe que está por encima del límite de fluencia.

Figura 7. Ciclos de Histéresis

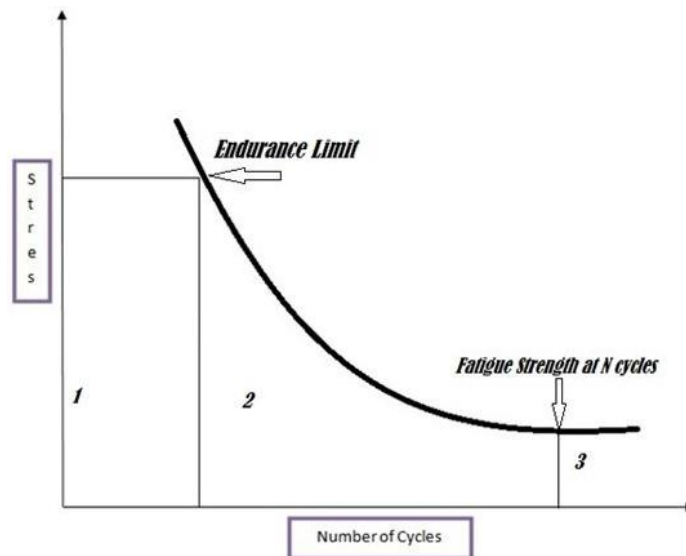


Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va Edición

1.6. DIAGRAMAS S-N⁴

Generalmente se cuenta con un conjunto de sensores que a través de una tarjeta de adquisición de datos, permiten construir un diagrama SN (ver figura), el cual representa el esfuerzo desarrollado en función del número de ciclos necesarios para provocar la falla de la probeta. Este diagrama se genera a partir de ensayos de alto ciclaje, para estimar la vida útil de piezas para la mayoría de aplicaciones en la industria.

Figura 8. Diagrama S-N

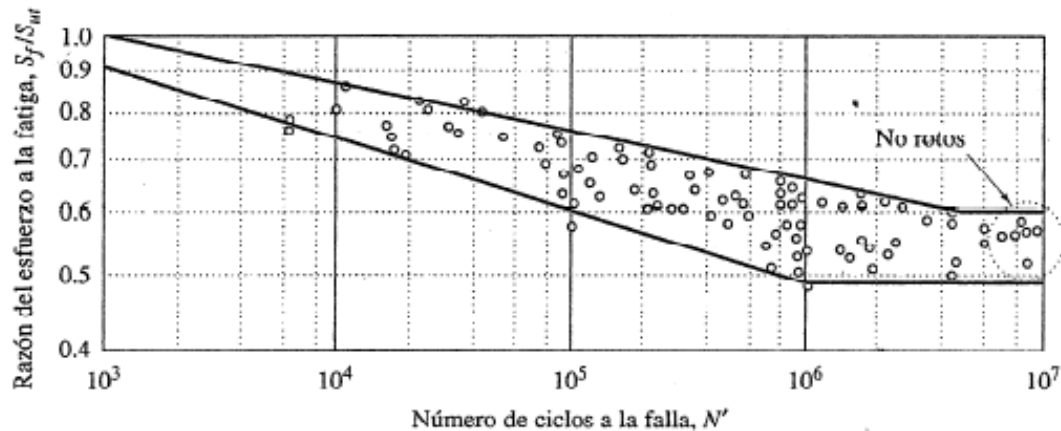


Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va Edición

Este gráfico también es conocido como diagrama de Wöhler en honor a August Wöhler, un ingeniero alemán que publicó su investigación acerca de la fatiga en 1870 e introdujo el concepto de límite de fatiga, el cual, hace referencia a la amplitud máxima de carga a la que un elemento puede ser sometido a infinitos ciclos sin que falle por fatiga. Por tanto, debajo de ese límite, el material puede soportar infinitos ciclos sin que ocurra la fractura.

⁴ Ibid, pp 265

Figura 9. Resistencia a la fatiga en función del número de ciclos para aleaciones ferrosas⁵



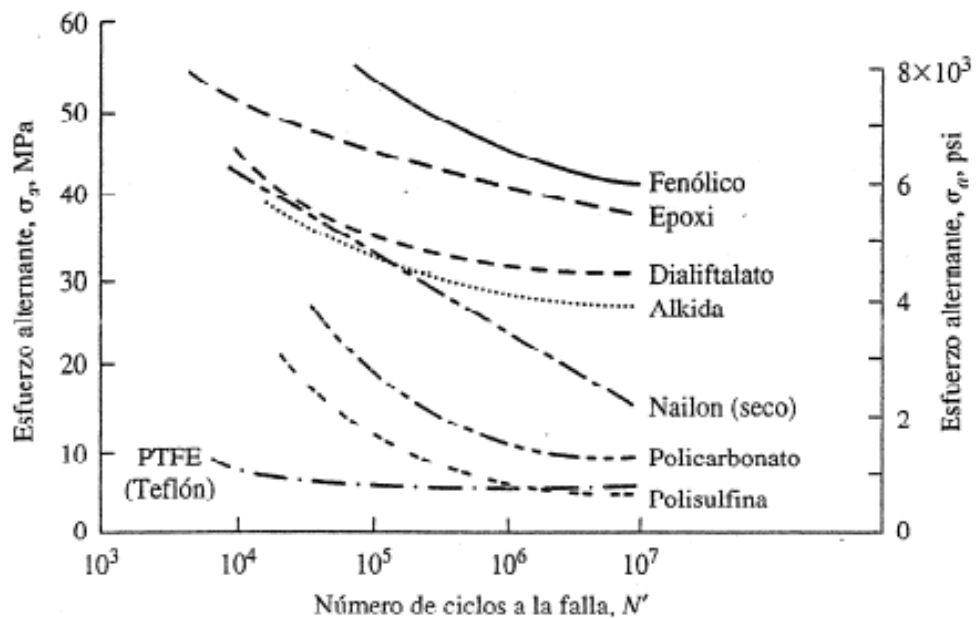
Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va Edición

Para las aleaciones ferrosas, las más usadas en la industria, se toma la curva inferior como límite de fatiga, esto se hace para tener un límite donde se garantice que no haya ninguna rotura. Para aleaciones no ferrosas como el aluminio, cobre y magnesio, no tienen un límite a la fatiga significativo. Su resistencia a la fatiga continúa disminuyendo con el incremento de los ciclos.

Una interpretación de la gráfica para aleaciones ferrosas indica que después de 10^6 ciclos, el esfuerzo necesario para romper el material es probabilísticamente el mismo para romper el material a más ciclos. Es decir, que una pieza diseñada para resistir 10^6 tiene la misma probabilidad de resistir un número mayor de ciclos de carga, a esta condición se le denomina vida infinita, la importancia de este concepto radica en el diseño mecánico de piezas, ya que conociendo las condiciones de carga es posible hacer una aproximación del número de ciclos que resistirá la pieza antes de que exista una posible falla, esto en la industria se trabaja como tiempo de uso (horas de trabajo en la mayoría de los casos)

⁵ Ibid., pp 278

Figura 10. Esfuerzo alternante en función del número de ciclos para una variedad de materiales⁶



Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va Edición

1.7. DISEÑO MECÁNICO ENFOCADO A LA FATIGA⁷

En el intento de proporcionar un procedimiento metódico en el diseño de piezas mecánicas, se han desarrollado diferentes enfoques de diseño y análisis, para predecir cuándo un componente de máquina cargado en forma cíclica fallará por fatiga durante un determinado periodo.

Los tres métodos más importantes de fatiga-vida que se usan en el diseño y el análisis son el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Con estos métodos se intenta

⁶ Ibid., pp 278

⁷ BUDYNAS, R., NISBETT, K. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava ed. México: Editorial Mc Graw Hill. PP 264. 2008

predecir la vida en número de ciclos hasta la falla, N , para un nivel específico de carga.

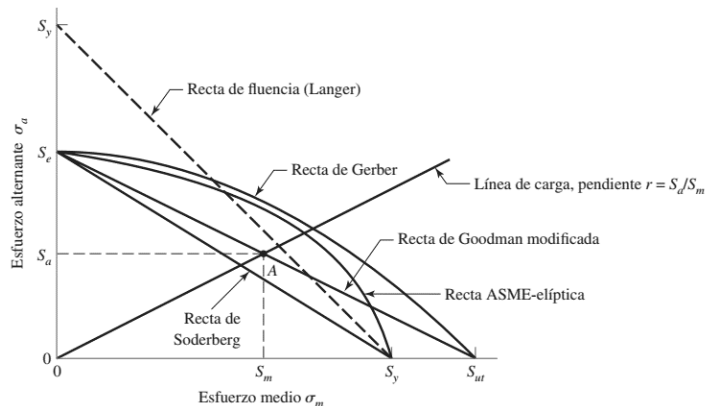
El método de esfuerzo-vida, que se basa sólo en niveles de esfuerzo, es el enfoque menos exacto, especialmente para aplicaciones de bajo ciclaje. Sin embargo, es el método más tradicional, puesto que es el más fácil de implementar para una amplia variedad de aplicaciones de diseño, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de alto ciclaje.

El método de deformación-vida implica un análisis más detallado de la deformación plástica en regiones localizadas donde se considera a los esfuerzos y deformaciones para la estimación de la vida. Este método es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajo ciclaje.

En el método de la mecánica de la fractura se supone que ya existe una grieta y que ésta se ha detectado. Entonces, se emplea para predecir el crecimiento de la grieta con respecto a la intensidad del esfuerzo. Es más práctico cuando se aplica a estructuras grandes junto con códigos de computadora y un programa de inspección periódica.

A partir de estos métodos han surgido diferentes criterios y metodologías de diseño de piezas; entre los más relevantes se encuentran los criterios de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia, (Ver figura 11).

Figura 11. Diagrama de fatiga para diferentes criterios de falla⁸



Fuente: Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va Edición

1.8. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.8.1. Objetivo General. Contribuir al compromiso misional de la Universidad Industrial de Santander fortaleciendo las capacidades de investigación y el desarrollo pedagógico-práctico de los estudiantes de Ingeniería mecánica mediante la implementación de una máquina de ensayos que permita visualizar el fenómeno de la fatiga debida a esfuerzos axiales repetitivos.

1.8.2. Objetivos Específicos

- Determinar los principales parámetros que definen un óptimo desempeño en una máquina de ensayos de fatiga a tensión y compresión a partir de los diferentes diseños existentes en el mercado.
- Diseñar una máquina para realizar ensayos de fatiga a tensión y compresión que trabaje bajo la norma ASTM E466, con las siguientes características:
 - ✓ Capacidad de medición de carga entre 500 N y 50 KN
 - ✓ Deformación controlada

⁸ Ibid PP. 297

- ✓ Dimensiones de la muestra a ensayar, especificadas según la norma ASTM E466
- ✓ Frecuencias en 10 Hz y 50 Hz.

- Construir una máquina de ensayos de fatiga a tensión y compresión con un programa capaz realizar una gráfica de esfuerzo en función del número de ciclos para un material bajo observación.

- Realizar pruebas de funcionamiento y calibración pertinentes para la máquina de ensayo de fatiga axial construida.

- Comparar los datos experimentales arrojados por la máquina construida en función de resultados estandarizados.

2. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

La máquina consta de un mecanismo simétrico de dos brazos conectados por una correa sincrónica, y apoyados en soportes rígidos que garantizan la condición de paralelismo entre ellos, este sistema es impulsado por un motor eléctrico de 4 Hp controlado por un variador de velocidad que permite someter la probeta a cargas cíclicas de diferentes frecuencias.

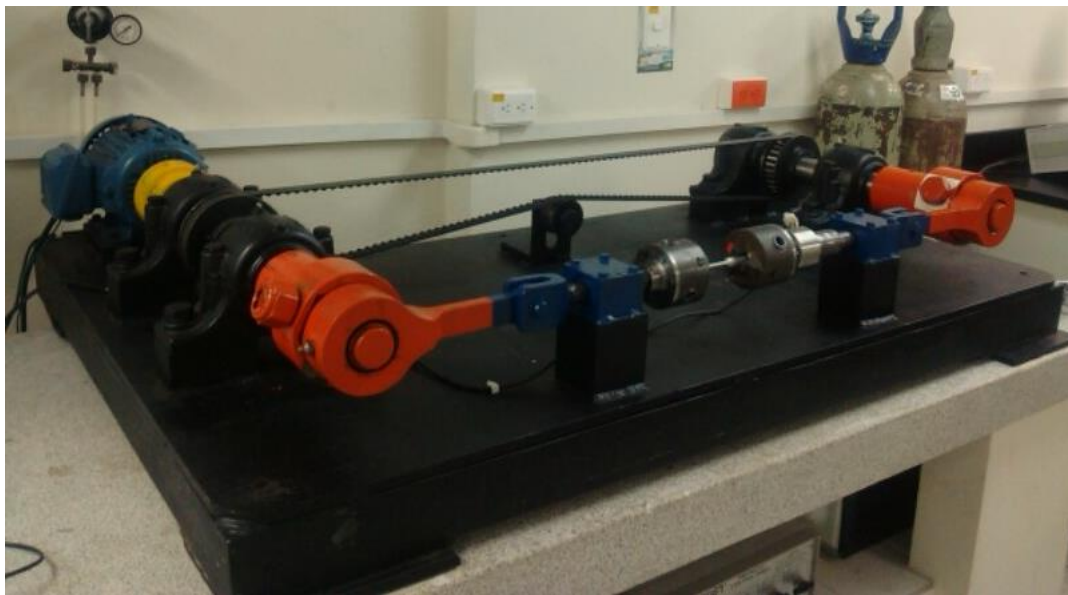
El mecanismo utilizado para transformar el movimiento rotatorio del motor a movimiento lineal es una excéntrica, y su principio de funcionamiento está basado en el mecanismo biela manivela corredera, la excentricidad generada se transforma en gran parte en deformación de la probeta y en menor medida deformación de los componentes generando el esfuerzo aplicado para la realización del ensayo, la orientación de las excéntricas deben ser opuestas esto garantiza que bajo el mismo sentido de rotación los desplazamientos sean contrarios.

La probeta es sujeta por una copa de torno con mordazas y están aseguradas a un eje guía soportado en rodamientos lineales para asegurar que toda la carga sea completamente axial.

La carga aplicada es detectada y medida a través de una celda de carga conectada directamente a uno de los ejes guías y envía las señales registradas a una tarjeta de adquisición de datos tipo DAQ, la cual permite la comunicación entre el programa elaborado en LABVIEW y la máquina.

La aplicación bilateral de la carga mediante dos excéntricas independientes entre sí, permite simular numerosas condiciones de carga que otras máquinas de ensayos de fatiga a tensión compresión no pueden abordar; dependiendo de la excentricidad dada a cada uno de los brazos, y la posición de arranque, se pueden obtener ensayos de compresión-compresión, tensión-tensión, y tensión-compresión en cualquier proporción deseada.

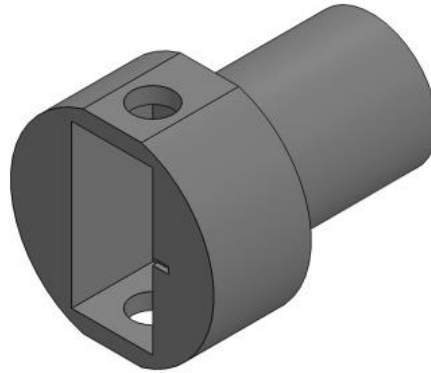
Figura 12. Máquina de ensayos de fatiga



2.2. DESCRIPCIÓN DE LA EXCÉNTRICA

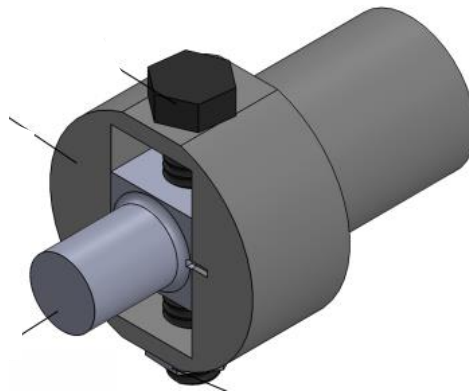
El sistema se compone de una pieza de soporte la cual sirve como guía para el movimiento de la pieza central que da la excentricidad y es la que permite el acople entre el eje y el mecanismo de excentricidad está fabricada con acero AISI 4340 de alta resistencia.

Figura 13. Soporte excéntrica



El movimiento excéntrico es generado por un tornillo de rosca fina que guía una tuerca de la cual sobresale un eje en voladizo acoplado perpendicularmente a la biela, entre ellos se encuentra un rodamiento de agujas que disminuye los efectos del rozamiento. La biela desplaza un eje soportado por rodamientos lineales, estos soportan la carga transversal, haciendo que todo el efecto del movimiento y carga sea totalmente axial al eje de la probeta.

Figura 14. Conjunto Excéntrica



2.3. DESCRIPCIÓN DE LOS BRAZOS ACTUADORES

De la pieza guía de uno de los brazos va acoplado la celda de carga por medio de una unión doblemente roscada, esta celda es la encargada de registrar la fuerza a la que está sometido el sistema.

Figura 15. Celda de carga

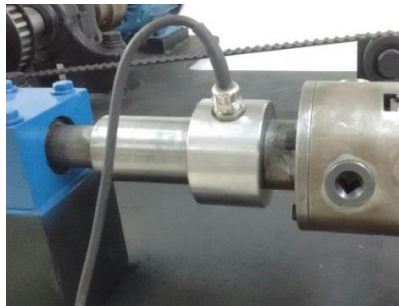
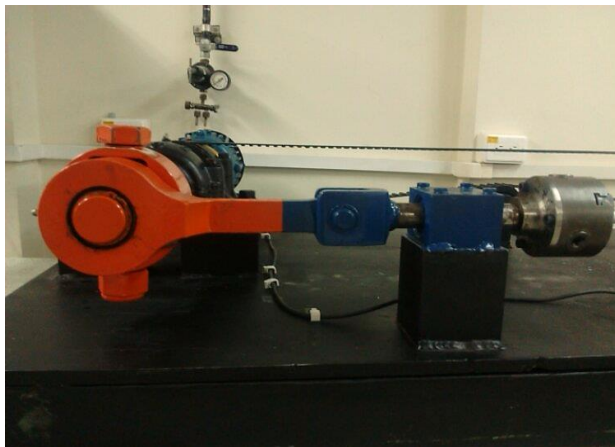


Figura 16. Brazo actuador izquierdo



El sistema es completamente simétrico salvo por la orientación de las excéntricas, las cuales deben ser opuestas, y la celda de carga que se encuentra solo en uno de los brazos.

3. DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES

3.1. CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO MECÁNICO

Considerando las condiciones de trabajo de la máquina de ensayo en el cual la totalidad de piezas están sometidas a cargas cíclicas combinadas, se determinó que el criterio de falla por fatiga más adecuado para diseñar los elementos sometidos a cargas repetitivas es el de ASME-Elíptica, combinado con la teoría de falla por energía de distorsión.

Figura 17. Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante del criterios de falla de ASME-elíptica⁹:

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ <p>Línea de carga $r = S_a/S_m$</p>	$S_a = \sqrt{\frac{r^2 S_e^2 S_y^2}{S_e^2 + r^2 S_y^2}}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ <p>Línea de carga $r = S_a/S_m$</p>	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_a = 0, \frac{2 S_y S_e^2}{S_e^2 + S_y^2}$ $S_m = S_y - S_a, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \sqrt{\frac{1}{(\sigma_a/S_e)^2 + (\sigma_m/S_y)^2}}$	

⁹ Ibid PP. 300

Para cargas combinadas se incluye los esfuerzos generados por cargas torsionales, resultando en:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + K_f * \frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{us}} + K_{fs} * \frac{\tau_a}{S_{es}}\right)^2}$$

Ecuación 8. Ecuación reducida de diseño a fatiga para cargas combinadas

Donde:

σ_m Y σ_a Son los esfuerzos medios y alternantes provocados por cargas de flexión

τ_m Y τ_a Son los esfuerzos cortantes medios y alternantes provocados por cargas torsionales.

S_u Y S_{us} Son los Esfuerzos últimos del material para cargas normales y cortantes.

K_f Y K_{fs} son los factores de concentración de esfuerzos por esfuerzos de flexión y torsión.

S_e Y S_{es} son los límites de resistencia para esfuerzos de flexión y torsión.

Los límites de resistencia son modificados por factores¹⁰ de que influyen en la fatiga como el proceso de manufactura, el entorno de trabajo, la geometría y en general el diseño.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

Ecuación 9. Límite de resistencia modificado

K_a = Factor de modificación de la condición superficial

K_b = Factor de modificación del tamaño

K_c = Factor de modificación de la carga

¹⁰ Para mayor homogeneidad en el proceso de diseño se han tomado estos factores del libro "Diseño de ingeniería mecánica de Shigley"

K_d = Factor de modificación de la temperatura

K_e = Factor de confiabilidad

K_f = Factor de modificación de efectos varios

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en condiciones del laboratorio

A partir de estos criterios, las piezas de la maquina se diseñaron para soportar el efecto de la carga fluctuante y a su vez tienen la suficiente rigidez para que la deformación presente en las piezas sea despreciable en comparación con la deformación de la probeta. Los cálculos se realizaron para el estado de mayor carga, el cual corresponde a 25 kN, con un factor de seguridad entre 2,5 y 3 y tomando como material de las piezas acero AISI 4340.

Para hallar las dimensiones de las piezas se ejecutó el siguiente proceso:

1. Determinación de la longitud adecuada de cada pieza de acuerdo con su función en la máquina y los espacios requeridos para poleas, rodamientos y chumaceras.
2. Cálculo de la magnitud y dirección de la fuerza a la que están sometidas las piezas, bajo las máximas condiciones de carga, las cuales corresponden al ensayo de tensión y compresión de una probeta de acero AISI 4340.
3. Definición de la geometría de las piezas, teniendo en cuenta cambios de sección y geometrías necesarias para el acople con otras piezas, (chaveteros, concentradores de esfuerzos).
4. Definición de las condiciones de trabajo, del acabado superficial de las piezas, confiabilidad y condiciones de carga.
5. Cálculo de los límites de resistencia a la fatiga para vida infinita teniendo en cuenta los factores que modifican los límites.
6. Se determinó un factor de seguridad de 2,5 y así se calculó el valor del diámetro mínimo de las piezas implementando la ecuación reducida de diseño a la fatiga para cargas combinadas.

7. Se recalcularon los factores que afectan la fatiga y se halló un nuevo factor de seguridad teniendo en cuenta el diámetro comercial para rodamientos.
8. Se realizó un análisis de fatiga y de frecuencia de las piezas críticas mediante Solidworks, de esta manera se comprobó que el diseño se adecuaba a los requerimientos.

Para la solución de las ecuaciones de fatiga, se realizó un código en EES (Engineering equation solver), con el fin de facilitar los cálculos al momento de cambiar y recalcular variables, este código se adaptó según la pieza a diseñar.

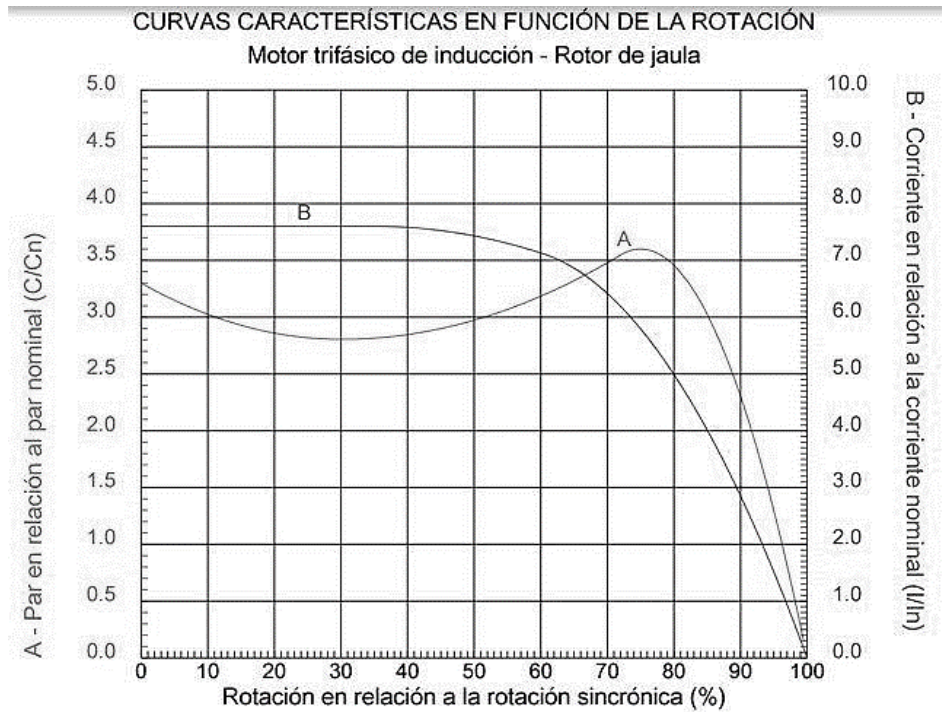
3.2. SELECCIÓN DEL MOTOR

Al seleccionar el motor se calculó el torque necesario para deformar la probeta en condiciones normales de operación, el torque para vencer la inercia de la máquina y el rango de velocidades a las cuales se va a trabajar.

Para cubrir el requerimiento de torque, se determinó que la máquina debe estar en capacidad de deformar una distancia de hasta 0,4 mm cualquier probeta que genere una fuerza resistente máxima de 25 KN, además de vencer la inercial de la máquina en el arranque.

Por efectos de presupuesto se seleccionó un motor de 4 Hp de potencia, el cual puede transmitir el torque suficiente para deformar hasta 0,4 mm cualquier probeta que genere una fuerza resistente máxima de 15 KN; en cuanto a la velocidad nominal, debido a que el rango de velocidades varía entre 10 Hz y 60 Hz, se considera que la velocidad más adecuada para el motor es de 3600 rpm.

Figura 18. Curva característica del motor seleccionado



Fuente: WEG

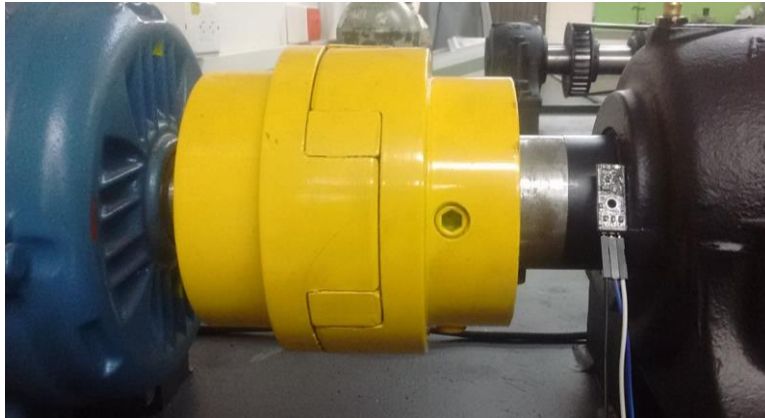
Figura 19. Motor eléctrico WEG de 4 HP



3.2.1. Selección del acople. De acuerdo a las dimensiones de los ejes a acoplar y la potencia a transmitir, se seleccionó un acople tipo araña, con dimensiones estándares de manera que fuese fácil de encontrar en el mercado. El acople se

ensambló de manera solidaria con el eje a través de dos tornillos prisioneros dispuestos a 90° el uno del otro y una cuña rectangular.

Figura 20. Acople tipo araña



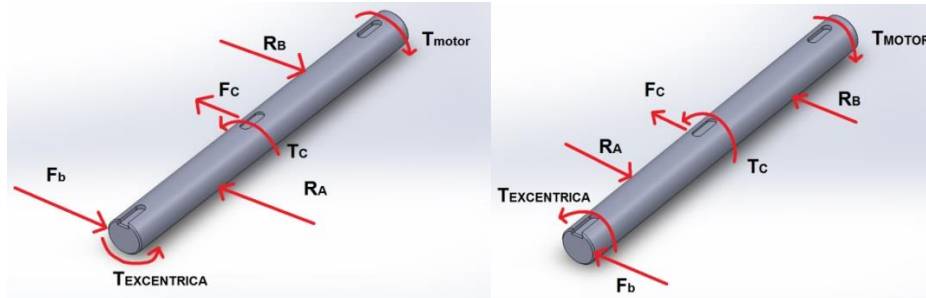
3.3. DISEÑO DE LOS EJES PRINCIPALES

Para efectos de cálculo de los ejes, se determinó la condición de mayor carga de la máquina, se estableció la longitud mínima del eje, la posición de los rodamientos y chumaceras y la polea de transmisión, se encontró el diámetro adecuado y se normalizó para ubicar los rodamientos.

Los ejes están diseñados en acero AISI 4340 con $S_Y = 1000$ MPA para resistir cargas fluctuantes de flexión de hasta 25 KN sin presentar ningún tipo de deformación apreciable, esto es de vital importancia ya que de esto depende la exactitud de los ensayos que va a realizar la máquina. Teniendo en cuenta esto y la configuración simétrica de la máquina, se realizó el cálculo del diámetro mínimo de los ejes a partir de las condiciones de carga a lo de los mismos.

La longitud del eje principal es de $L_1 = 520$ mm, el eje conducido tiene una longitud de $L_2 = 430$ mm.

Figura 21. Diagramas de cuerpo libre del eje principal en la condición de máxima tensión y compresión



Fuente: Los autores

La fuerza F_b (fuerza de biela sobre el eje), corresponde al valor máximo de la carga de la probeta $F_b = 25535 \text{ N}$. El valor de F_c (fuerza debido a la tensión de la correa) se calcula teniendo en cuenta el valor del torque que debe transmitir la correa, el cual corresponde a la mitad del torque dado por el motor, y el diámetro de la polea ya establecido, posterior a esto, se calcula la relación de las tensiones a cada lado de la polea, la suma de estas tensiones es la fuerza total que actúa sobre el eje F_c , sin embargo, el efecto de esta fuerza en comparación con las demás fuerzas es despreciable. Conociendo el valor de estas 2 fuerzas, es posible calcular las reacciones de los rodamientos R_A y R_B , haciendo uso de las ecuaciones de estática $\sum F_x = 0$ y $\sum M_A = 0$.

Ya que la fuerza de la correa es despreciable en comparación con las fuerzas de los rodamientos y de la biela, las reacciones de los rodamientos a tensión y a compresión se asumen de igual magnitud y en sentido contrario.

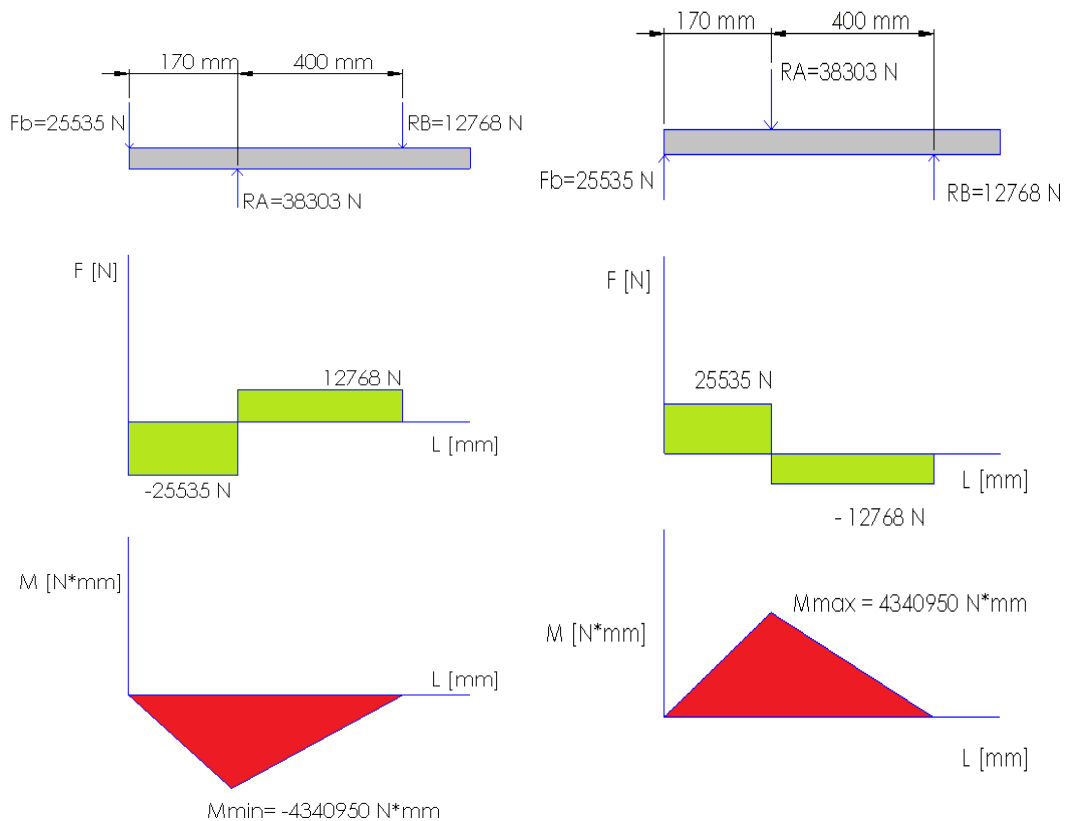
El resultado del cálculo de las reacciones en los rodamientos es:

$$R_A = 38303 \text{ N}$$

$$R_B = 12768 \text{ N}$$

Estos valores son necesarios para los cálculos de fatiga de los ejes y para la selección de los rodamientos (ver sección 3.7).

Figura 22. Diagramas de cortante y momento en la condición de máxima tensión y compresión



Realizando los diagramas de cortante y momento en la condición de máxima tensión y compresión, se observa que ambos ejes presentan exactamente las mismas condiciones de carga, en sus rodamientos, la diferencia radica en la torsión del motor que solo se presenta en el eje principal, sin embargo el efecto del torque producido por el motor no es considerable. 8 [N*m] para el motor de 4 hp a 3600 RPM .

Haciendo uso de las ecuaciones de fatiga, se puede relacionar el valor del momento máximo con el diámetro de la polea estableciendo un valor de seguridad y hallando cada una de las constantes de fatiga presentes en la ecuación 8.

Luego de realizar análisis por fatiga a vida infinita y por máxima deformación a través del método de las deformaciones tangenciales, se determinó que el diámetro mínimo para los ejes es de 50 mm.

Figura 23. Eje principal acoplado al motor



Figura 24. Eje conducido por la transmisión



Analizando la disposición de las cargas y observando que no existen cargas axiales apreciables, se descartó la implementación de cambios de sección en el eje; sin embargo, en el eje conducido por la transmisión por correa se instaló un par de bujes de fundición acoplados rígidamente a través de tornillos prisioneros

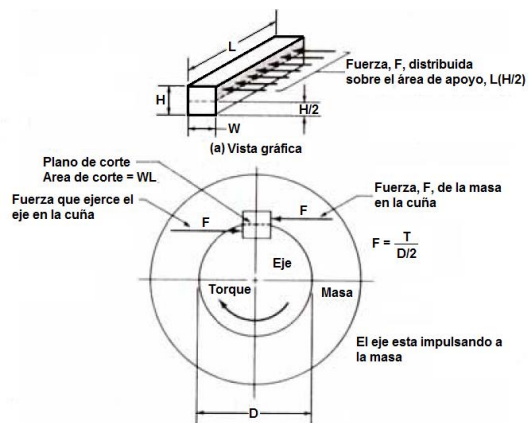
para prevenir desplazamientos axiales y posteriores desalineamientos en los brazos de la máquina.

Figura 25. Bujes acoplados al eje conducido



3.3.1. Cálculo de cuñas y chaveteros. La correcta transmisión de la potencia desde el motor hasta la excéntrica requiere que el conjunto esté acoplado de manera rígida, esto se garantizó mediante la disposición de cuñas entre el eje principal y el acople tipo araña, entre los ejes y las poleas dentadas y entre los ejes y las excéntricas. Dadas las condiciones de carga, se determinó la longitud de las cuñas cuadradas a implementar, utilizando las ecuaciones de cálculo por falla por aplastamiento y falla por cizalladura.

Figura 26. Dimensionamiento de las chavetas



Fuente: Elementos de Maquinas de Hamrock

$$L_s = \frac{4 * T * N}{S_y * D * W}$$

Ecuación 10. Longitud de la cuña por falla por cortante

$$L_s = \frac{4 * T * N}{S_y * D * H}$$

Ecuación 11. Longitud de la cuña por falla por aplastamiento

Incluyendo dimensiones y materiales altamente comerciales en las ecuaciones, se establecieron cuñas de 50 mm de longitud.

3.4. DISEÑO DE LA EXCENTRICA

La máquina debe estar en capacidad de realizar ensayos implementando deformaciones bastante pequeñas, hasta probetas de polímeros elásticos donde las deformaciones pueden llegar a ser del orden centímetros, esto determina el valor máximo y mínimo de la excentricidad.

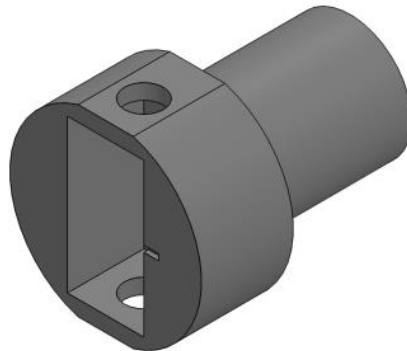
Figura 27. Conjunto de la excéntrica



3.4.1. Diseño de pieza soporte. Esta pieza está encargada de acoplar el eje con el mecanismo que proporciona la excentricidad y soporta al conjunto tornillo-tuerca. Uno de los factores que determina el tamaño de esta pieza es la longitud del tornillo y las dimensiones de la tuerca. La parte trasera de esta pieza va acoplada al eje por medio de una chaveta y un ajuste ligeramente forzado, además de un par de tornillos prisioneros dispuestos a 90° el uno del otro; esto con el fin de asegurar que la pieza sea solidaria al eje evitando cualquier tipo de movimiento relativo que perjudique el correcto funcionamiento de la máquina.

El criterio de diseño de esta pieza contempla una geometría que permita su correcto funcionamiento y a la vez no sea compleja en su fabricación, dado que no presenta secciones críticas. Sin embargo, es bastante importante que su fabricación se realice con tolerancias mínimas ya que la precisión de la máquina depende de la calidad y exactitud del maquinado del canal donde va alojado el dado roscado.

Figura 28. Pieza soporte excéntrica



3.4.2. Selección del tornillo. El tornillo es la pieza encargada de dar la excentricidad movilizándolo la tuerca; para los ensayos de fatiga en aleaciones metálicas las deformaciones llegan a ser de decimas de milímetro, es necesario seleccionar el paso del tornillo en la menor medida posible de tal manera que se pueda tener mayor exactitud en el valor de la excentricidad. Otro criterio a tener en

cuenta es la resistencia a la fatiga de esta pieza. El tornillo se seleccionó bajo criterios estándar del mercado: Grado 8, Templado y revenido, con una resistencia de 830 MPA, Paso=2,11 mm, con N=1 (número de entradas).

El mecanismo de la excéntrica funciona haciendo girar el tornillo, ya que este es de una entrada. Girar el tornillo 360° equivale a desplazar la tuerca un paso (2,11 mm). La excentricidad entonces es función directa del giro que se le dé al tornillo, entre mayor sea la excentricidad mayor será la deformación en la probeta y por ende el valor del esfuerzo.

Al realizar las pruebas de funcionamiento de la maquina se encontró que los valores del desplazamiento de las mordazas cambian debido a la fuerza contraria que ejerce el material sobre los juegos, tolerancias y pequeñas deformaciones presentes en las piezas de la máquina. Fue necesario hacer un reajuste al ángulo de giro del tornillo de la excéntrica con respecto al valor del desplazamiento relativo entre las mordazas. Este desplazamiento se comprobó mediante el uso de un comparador de caratula, con una precisión de hasta 1 centésima de milímetro.

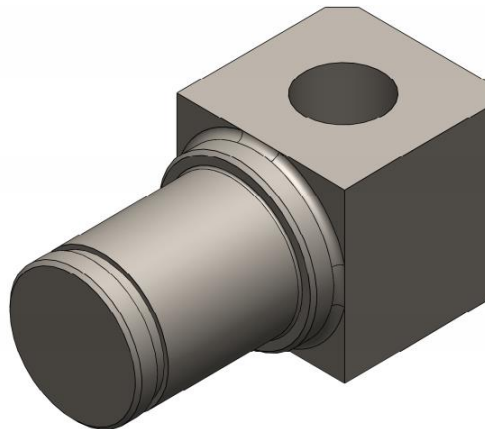
Se debe aclarar que los valores de esta tabla son para la aleación de aluminio 6061 – T6 con una relación de esfuerzos $R = -1$ y con las dimensiones especificadas en los ensayos realizados.

Tabla 2. Excentricidad en función del giro del tornillo

Grados °	Desplazamiento [mm]
110	0,070
135	0,075
145	0,080
150	0,085
155	0,090
170	0,100

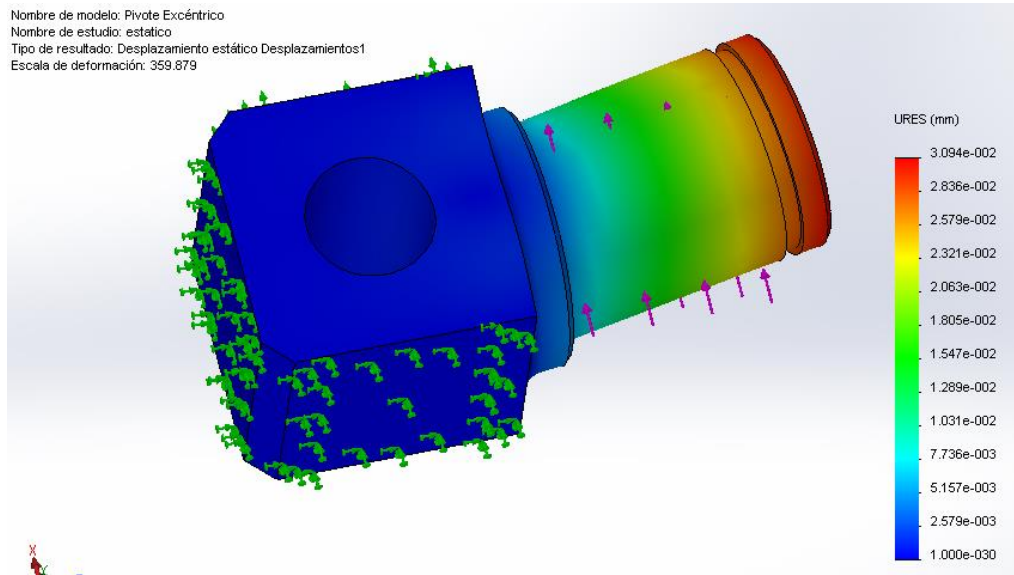
3.4.3. Diseño del dado roscado y pivote excéntrico. Esta pieza se desplaza al darle giro al tornillo, esta soportada por el tornillo y por las paredes de la pieza soporte que evitan que esta pieza se gire. La tuerca de esta pieza, debe coincidir exactamente con la rosca del tornillo, Roscado fino (UNF), Paso=2,11 mm, fabricada en acero AISI 4340. Un eje en voladizo sobresale de esta pieza, siendo la pieza más crítica en la máquina, por eso su dimensionamiento fue calculado con la menor longitud posible para disminuir el efecto del momento flector y con el diámetro suficiente para resistir la carga cíclica. Sobre este eje en voladizo va un rodamiento de agujas, esto con el fin de disminuir el efecto de la fricción sobre este eje y evitar su desgaste.

Figura 29. Pivote Excéntrico



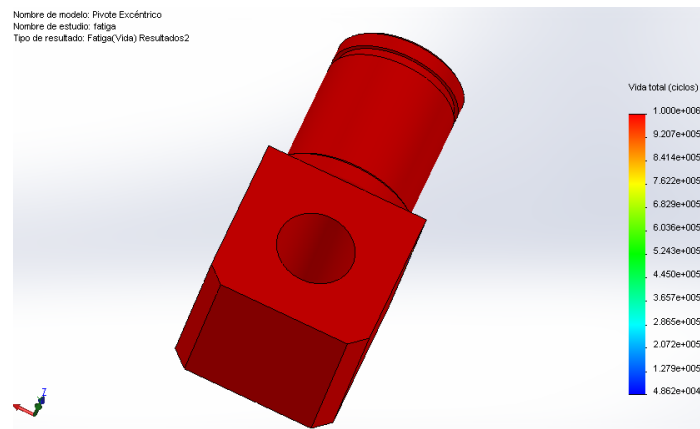
Realizando el respectivo análisis de deformaciones, de fatiga y de frecuencia se obtuvo:

Figura 30. Análisis de deformaciones para la tuerca en el mecanismo excéntrico



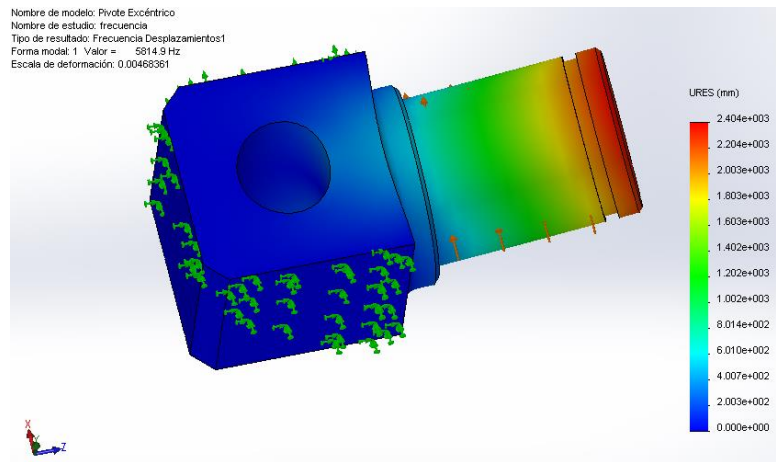
Es estrictamente necesario que esta pieza tenga deformaciones despreciables para que el desempeño de la máquina sea óptimo, como se observa en la figura, las deformaciones están en el orden de las micras.

Figura 31. Análisis de fatiga de la tuerca del mecanismo excéntrico



Se observa que la totalidad de la pieza resiste a vida infinita para la configuración de carga a la que está sometida.

Figura 32. Análisis de frecuencia para la primera forma modal en la tuerca del mecanismo excéntrico



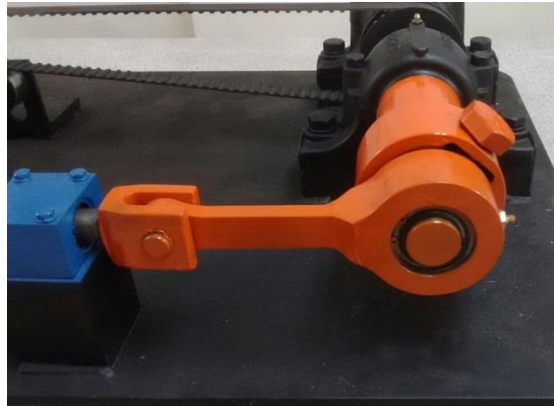
La primera forma modal para la pieza está muy por encima del rango de frecuencia en donde se va a trabajar la máquina, por lo tanto no es un parámetro crítico en su diseño.

3.5. DISEÑO DE LA BIELA

El parámetro de diseño que definió las dimensiones de la biela, es la longitud; al aumentar la longitud de la biela la componente vertical de la fuerza se hace menor en la siguiente pieza (el eje guía) y en la excéntrica, haciendo que la fuerza sea, en su mayoría, en la componente tangencial sobre la excéntrica y axial en el eje guía lo cual es lo deseado, esto también con el fin de aumentar el rendimiento del motor. Esta pieza se elaboró con un área transversal rectangular con acero AISI 4340, para disminuir costos en su manufactura. Esta pieza está sometida solo a carga axial de tensión y compresión. El área calculada es de $15 \times 28 \text{ mm}^2$.

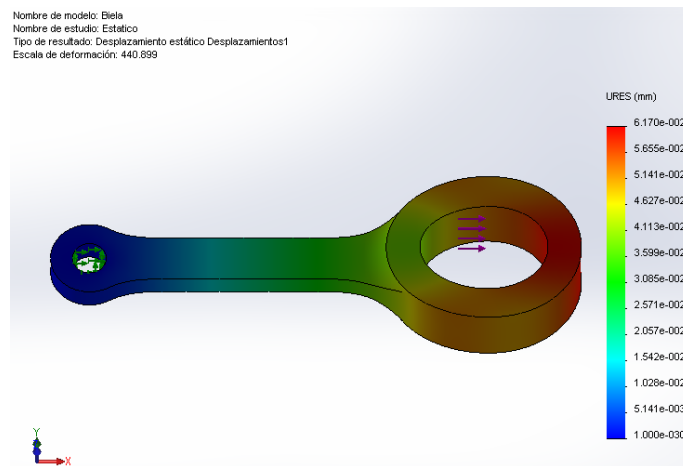
Sobre el extremo izquierdo va el pasador el cual transmite la fuerza a la siguiente pieza, y sobre el otro extremo derecho (agujero más grande), va en su interior un rodamiento de agujas el cual está ajustado ligeramente forzado sobre la pieza.

Figura 33. Conjunto Excéntrica – Biela



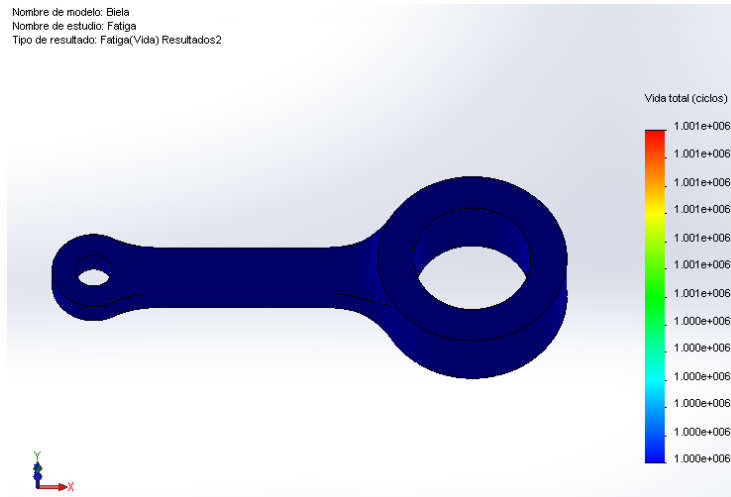
Realizando el respectivo análisis de deformaciones, fatiga y de frecuencia para la biela se obtuvo:

Figura 34. Análisis de deformaciones para la biela



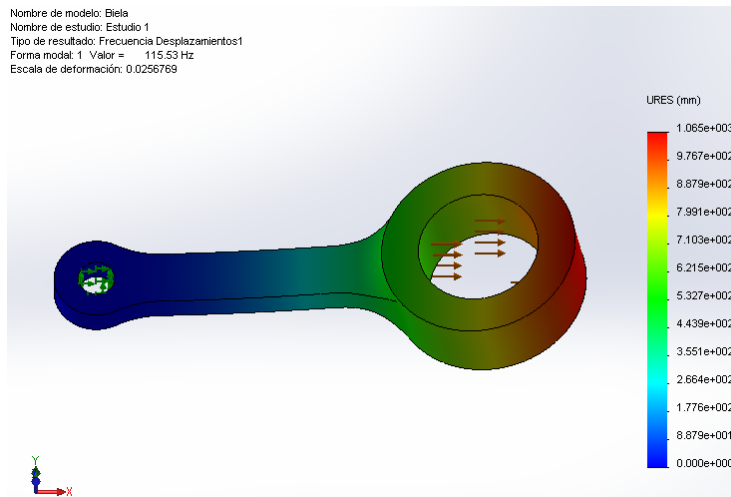
Es estrictamente necesario que esta pieza tenga deformaciones despreciables para que el desempeño de la máquina sea óptimo, como se observa en la figura, las deformaciones están en el orden de micras.

Figura 35. Análisis de fatiga para la biela



Se observa que la totalidad de la pieza resiste a vida infinita para la configuración de carga a la que está sometida.

Figura 36. Análisis de frecuencia para la primera forma modal de la biela



La primera forma modal para la pieza está por encima del rango de frecuencias en donde se va a trabajar la máquina, por lo tanto no es un parámetro crítico en su diseño.

3.6. DISEÑO DE LOS EJES GUÍAS

El eje guía está construido en acero AISI 4340 con un diámetro calculado de 25 mm, esta dimensión fue determinada por el diámetro interno del rodamiento lineal, ya que el ajuste que exista entre estos dos elementos define la correcta aplicación de la carga a la probeta, es decir, que las excentricidades sean mínimas y no se apliquen cargas combinadas significativas en las probetas. Uno de los ejes guías está roscado en un extremo para acoplar el sensor que mide la fuerza mientras que el otro extremo va acoplado con el pasador; el otro eje guía va acoplado directamente a la mordaza. A esta pieza se le aplicó un tratamiento térmico para aumentar su dureza, ya que esta se encuentra en contacto directo con los elementos rodantes de los rodamientos lineales.

Figura 37. Eje guía

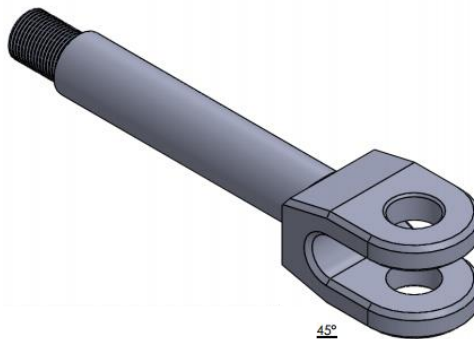
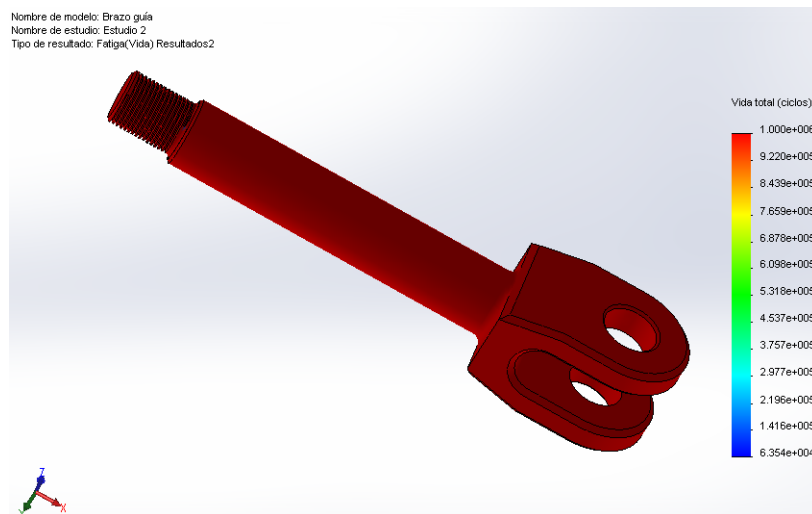


Figura 38. Acople Eje guía - Rodamiento lineal



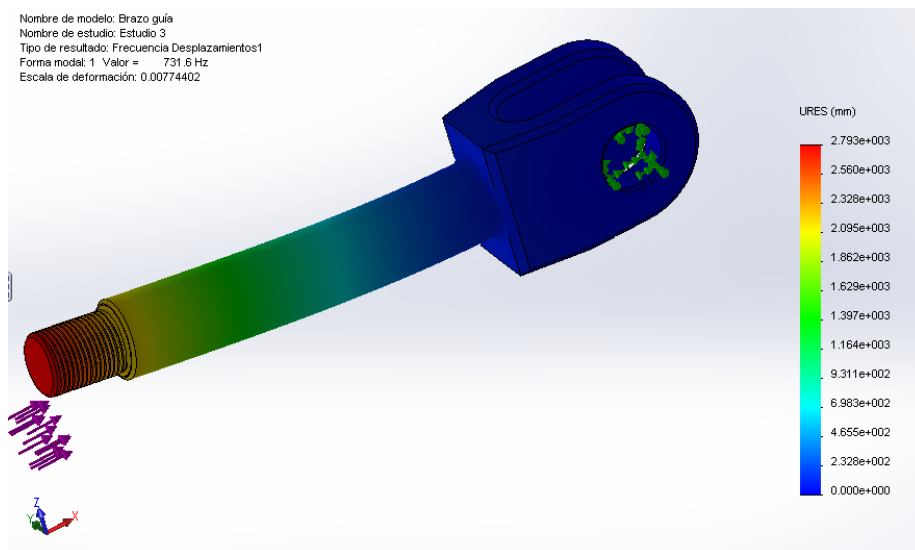
Realizando el respectivo análisis de fatiga y de frecuencia para el eje guía derecho se obtuvo:

Figura 39. Análisis de fatiga para el eje guía derecho



Se observa que la totalidad de la pieza resiste a vida infinita para la configuración de carga a la que está sometida.

Figura 40. Análisis de frecuencia para la primera forma modal en un eje guía



La primera forma modal para la pieza por encima del rango de frecuencia en donde se va a trabajar la máquina, por lo tanto no es un parámetro crítico en su diseño.

3.7. CALCULO DE LOS PASADORES

Su función es transmitir la fuerza de la biela al eje guía, la fuerza sobre estas piezas es axial, sin embargo sobre el pasador esta fuerza es completamente transversal, es decir, genera un esfuerzo de corte.

Se seleccionó un pasador grado 8 (Acero al carbono, aleado templado y revenido) $S_y = 827 \text{ MPA}$, con un diámetro estándar en el mercado de 19,05 mm (3/4 pulg). Se calculó un factor de seguridad teniendo en cuenta el esfuerzo cíclico que experimenta esta pieza y el factor de seguridad encontrado fue de $N=2,8$ cumpliendo el criterio de resistencia a la carga cíclica.

3.8. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS

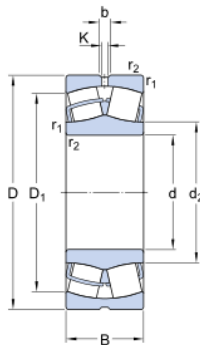
3.8.1. Rodamientos de los ejes principales. Al realizar el análisis estático de los ejes principales (ver numeral 3.3.), bajo las dos condiciones de carga máxima (tensión y compresión de la probeta), se encontró que la fuerza que soportaban los rodamientos corresponden a $R_A = 38303 \text{ N}$ y $R_B = 12768 \text{ N}$. Ninguno de estos rodamientos está sometido a carga axial, el efecto de la fuerza de la correa es muy bajo en comparación con las fuerzas proveniente de la probeta, para facilitar los cálculos, el efecto de esta fuerza se consideró despreciable.

Figura 41. Montaje de rodamientos y poleas en el eje motriz



De acuerdo con las condiciones de carga dinámica y el diámetro del eje y con ayuda del software de selección de rodamientos de SKF, se seleccionó un rodamiento de rodillos esféricos (escualizable) de referencia **22310** para el rodamiento que resiste mayor carga (rodamiento A).

Figura 42. Características rodamiento 22310. ¹¹



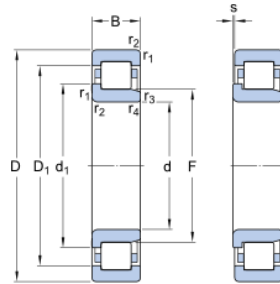
d	50	mm
D	110	mm
B	40	mm
d ₂	≈ 63.9	mm
D ₁	≈ 91.9	mm
b	6	mm
K	3	mm
r _{1,2}	min. 2	mm

Basic dynamic load rating	C	228	kN
Basic static load rating	C ₀	216	kN
Fatigue load limit	P _u	23.2	kN
Reference speed		4800	r/min
Limiting speed		6300	r/min

¹¹ SKF. Spherical Roller Bearings. Dimensions. [en línea] [citado 15 de julio de 2016] Disponible en: <http://www.skf.com/sg/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550042310>

Bajo el mismo criterio, teniendo en cuenta las condiciones de carga del rodamiento B, se seleccionó el rodamiento de rodillos **NJ 2310**.

Figura 43. Características rodamiento NJ 2310¹²:



d	50	mm
D	110	mm
B	40	mm
d ₁	≈ 71.2	mm
D ₁	≈ 91.4	mm
F	65	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 2	mm
s	3.4	mm

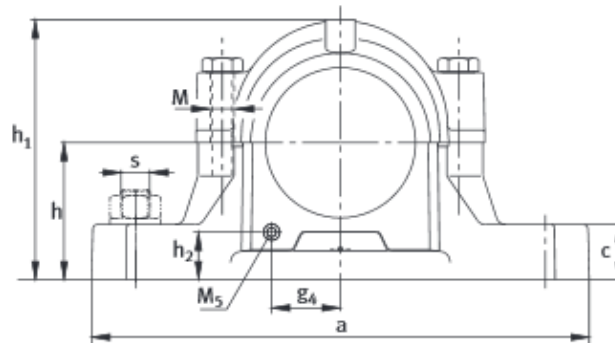
Basic dynamic load rating	C	186	kN
Basic static load rating	C ₀	186	kN
Fatigue load limit	P _u	24.5	kN
Reference speed		6700	r/min
Limiting speed		8000	r/min

Ambos rodamientos presentan el mismo tipo de dimensionamiento tanto en el diámetro interior (diámetro del eje) como en el diámetro exterior; esto facilitó la selección de la chumacera, ya que es la misma para los 4 rodamientos presentes en ambos brazos de la máquina.

En la mayoría de los sistemas mecánicos, las chumaceras experimentan una condición de carga estática, donde siempre la dirección de la carga es la misma. Sin embargo en el caso de esta máquina, la dirección de la fuerza que resisten los rodamientos y por tanto las chumaceras cambia dependiendo si la probeta se encuentre a tensión o a compresión. Teniendo en cuenta lo anterior la chumacera seleccionada fue la de referencia **SNV 110**.

¹² SKF. Cylindrical roller bearings, single row [en línea] [citado 16 de julio de 2016] Disponible en: Información tomada de <http://www.skf.com/sg/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NJ%202310%20ECP>

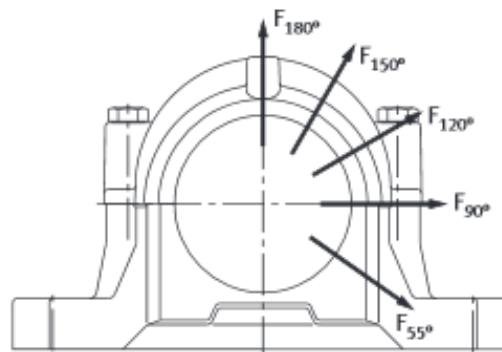
Figura 44 Características geométricas chumacera SNV 110¹³:



Dimensions

D	a	b	c	g	h	m	s	u	v	h ₁	D ₂	D ₃	D ₅	g ₁	g ₂	g ₃	
mm										inch	mm						
110	255	70	30	110	70	210	M16	3/8	18	23	139	82	90,5	88,2	5	92	12,5

Figura 45. Características de carga de la chumacera SNV 110¹⁴



13: Load carrying capacity

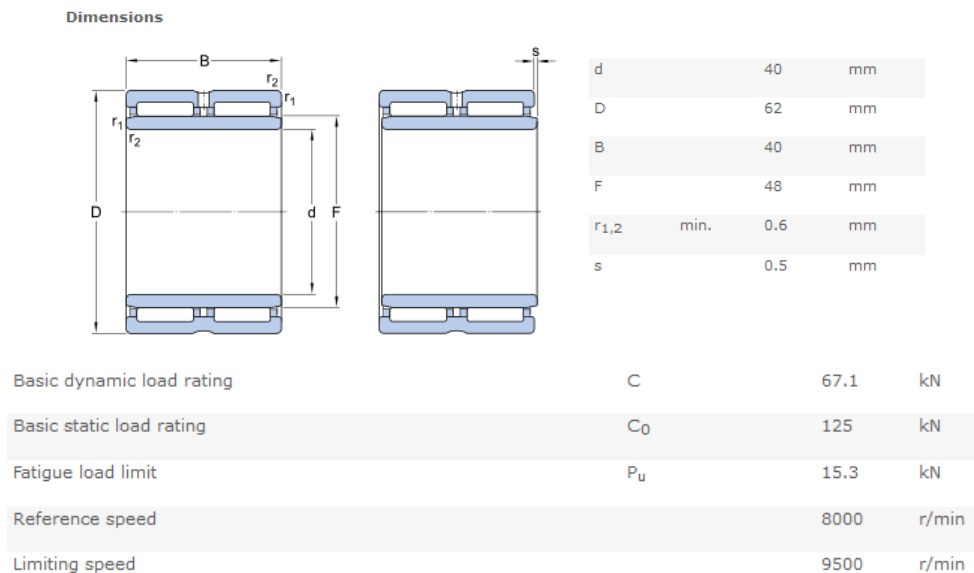
Housing Designation	Housing rupture load in the load direction					Connecting screws Thread to DIN 13			Tightening torque**)	Screws for housing base*) Thread to DIN 13		Tighteni torque**
	55° kN	90°	120°	150°	180°	Material 8.8	120° kN	150°		180°	Material 8.8	
FAG												
SNV090-F-L	265	160	120	105	130	M10	60	35	30	51	M12	87
SNV100-F-L	280	170	125	120	140	M12	80	45	40	87	M16	215
SNV110-F-L	300	180	130	125	150	M12	80	45	40	87	M16	215

¹³SCHAEFFLER GROUP. [en línea] [citado 15 de julio de 2016] disponible en: Información tomada de http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_175_de_en.pdf

¹⁴Ibid, PP 19

3.8.2. Rodamiento eje voladizo-biela. La función de este rodamiento es disminuir el efecto de la fricción entre la biela y el eje en voladizo, este efecto desgastaría las piezas rápidamente debido al contacto metal-metal que experimentarían estas piezas. La fuerza que resiste este rodamiento es la misma que impacta sobre la probeta, su diámetro interior debe ser el mismo diámetro que el eje en voladizo que sobresale de la tuerca de la excéntrica. Sin embargo para reducir el dimensionamiento de la biela, fue necesario seleccionar un rodamiento de agujas. El rodamiento que cumple las condiciones de diseño y de carga fue el rodamiento de agujas **NA 6908**.

Figura 46. Características rodamiento NA 6908¹⁵

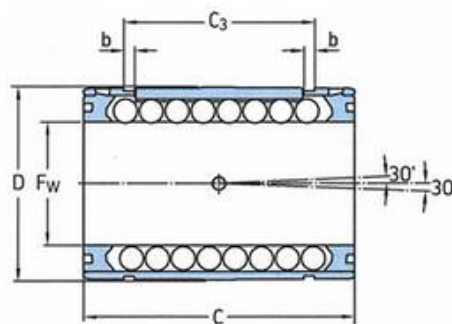


3.8.3. Rodamientos lineales. La carga que transmite la biela hacia la probeta posee una componente vertical y dado que la carga para poder realizar el ensayo correctamente debe ser únicamente horizontal, se han dispuesto rodamientos lineales que absorban dicha carga vertical y proporcionen un movimiento

¹⁵ SKF. Needle roller bearings, with machined rings, with an inner ring [en line] [citado 16 de Julio de 2016] Disponible en: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-bearings-with-machined-rings/with-machined-rings-w-inner-ring/index.html?designation=NA%206908>

totalmente horizontal al eje guía. El criterio de selección utilizado para estos rodamientos se basa en las dimensiones del eje guía, la carga no es un parámetro crítico para estos elementos, por esta razón se seleccionó el rodamiento **LBCD 25**.

Figura 47. Características rodamiento lineal LBCD 25. ¹⁶



Dimensiones				Núm. de filas de bolas	Cargas básicas nominales		Masa	Designaciones	
F _w	D	C	C ₃		din. C	est. C ₀		Rodamientos lineales a bolas con 2 obturaciones	2 retenes de doble labio
mm				—	N		kg		
12	22	32	20	6	1 080	815	0,015	LBCD 12 A	LBCD 12 A-2LS
16	26	36	22	6	1 320	865	0,020	LBCD 16 A	LBCD 16 A-2LS
20	32	45	28	7	2 000	1 370	0,042	LBCD 20 A	LBCD 20 A-2LS
25	40	58	40	7	2 900	2 040	0,083	LBCD 25 A	LBCD 25 A-2LS

3.9. SELECCIÓN DE LA TRANSMISION DE POTENCIA

Para que la máquina cumpla con su objetivo, los brazos deben someter la probeta de ensayo a cargas exactamente iguales y sincronizadas, y dado que una cadena de transmisión requeriría de un sistema alternativo de lubricación para las velocidades contempladas, se determinó que un sistema de polea y correa sincrónica es la más adecuada para implementar en la máquina.

¹⁶ SKF. Unidades y rodamientos lineales para ejes [en línea] [citado 15 de julio de 2016] Disponible en: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-68770/4182ES/index.html>

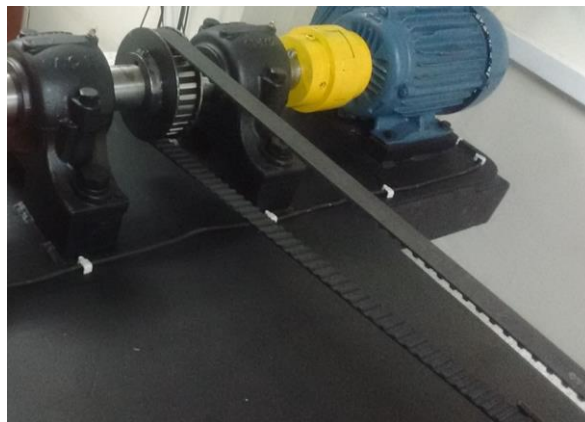
3.9.1. Correa Sincrónica. De acuerdo a los requerimientos de potencia, condiciones de operación y máxima velocidad de transmisión (3600 rpm), se seleccionó una correa sincrónica tipo L cuyo paso normalizado es de $3/8$ " (9,525 mm), el ancho estandarizado es de $1/2$ " (12,7 mm) y la longitud está determinada por la distancia entre los ejes principales.

Figura 48. Correa Sincrónica



3.9.2. Polea dentada. En el diseño de la polea dentada prima el diámetro de los ejes principales, el paso y el ancho de la correa anteriormente seleccionada, con base en estos datos se seleccionó una polea **60 L 050**, la cual posee 60 dientes y un diámetro de 181,9 mm.

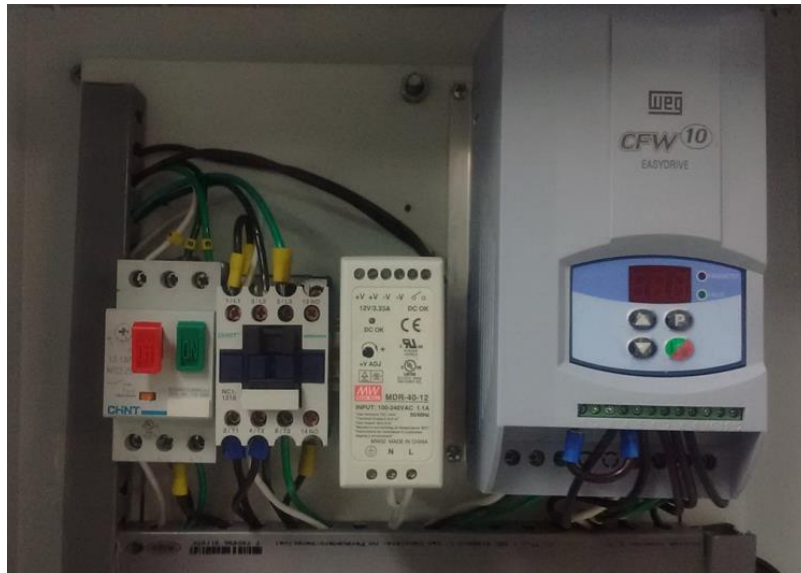
Figura 49. Polea dentada



4. DISEÑO ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO

Dado que el motor que proporciona la potencia requerida por la máquina se alimenta de la red trifásica a 220 V, es necesario contar con un circuito que permita el flujo de corriente eléctrica hacia el motor de manera segura y controlada.

Figura 50. Circuito de potencia eléctrica



El motor se alimentará de una red trifásica a 220 Voltios así que de acuerdo a la placa, la conexión adecuada es una conexión en triángulo.

Figura 51. Conexión en triángulo del motor



4.1. VARIADOR DE VELOCIDAD

Para controlar la velocidad de giro del motor se implementó un variador de frecuencia que se seleccionó de acuerdo a las especificaciones del motor, es decir, un variador de frecuencia de 5 Hp para una tensión nominal de 220 V a 60 Hz de frecuencia. Por efectos de compatibilidad y practicidad se seleccionó un variador de frecuencia marca WEG de referencia CFW-10.

Figura 52. Variador de frecuencia CFW-10



Fuente: WEG

4.1.1. Conexión eléctrica del variador de frecuencia. Se ha dispuesto un guarda motor entre la red de alimentación trifásica y el variador de frecuencia con el fin de evitar sobrecargas eléctricas en el circuito.

Figura 53. Conexiones guardamotor



Por otro lado se han conectado las terminales U V y W del variador de frecuencia a las terminales L1, L2 y L3 del motor de tal manera que el sentido de giro del motor permita que la parte superior de la correa sincrónica siempre sea el lado motriz de la transmisión, como se observa en la figura, esta condición se garantiza haciendo girar el motor en sentido anti horario visto desde el frente.

Figura 54. Disposición de la transmisión



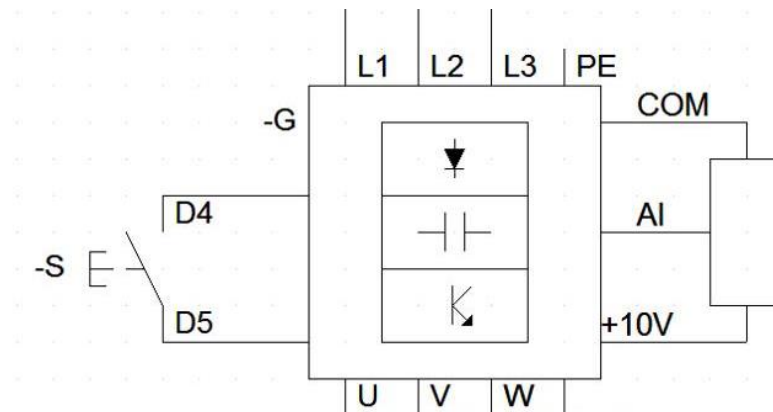
4.1.2. Conexión electrónica del variador. Se ha instalado un potenciómetro, y dos selectores on-off en la parte frontal del tablero de control de tal manera que el usuario pueda dar inicio a los ensayos que desee realizar y controlar la velocidad de la máquina de una manera intuitiva y ergonómica.

Figura 55. Parte frontal tablero



El potenciómetro se conectó a la entrada análoga del variador de frecuencia, mientras el switch se conectó a las entradas digitales, tal como se muestra en el esquema de la figura.

Figura 56. Esquema de conexión electrónica del variador de frecuencia



4.1.3. Configuración de parámetros del variador. El variador de frecuencia posee una serie de funciones que permiten un control seguro del motor eléctrico que proporciona la potencia a la máquina. A continuación se listan los parámetros establecidos:

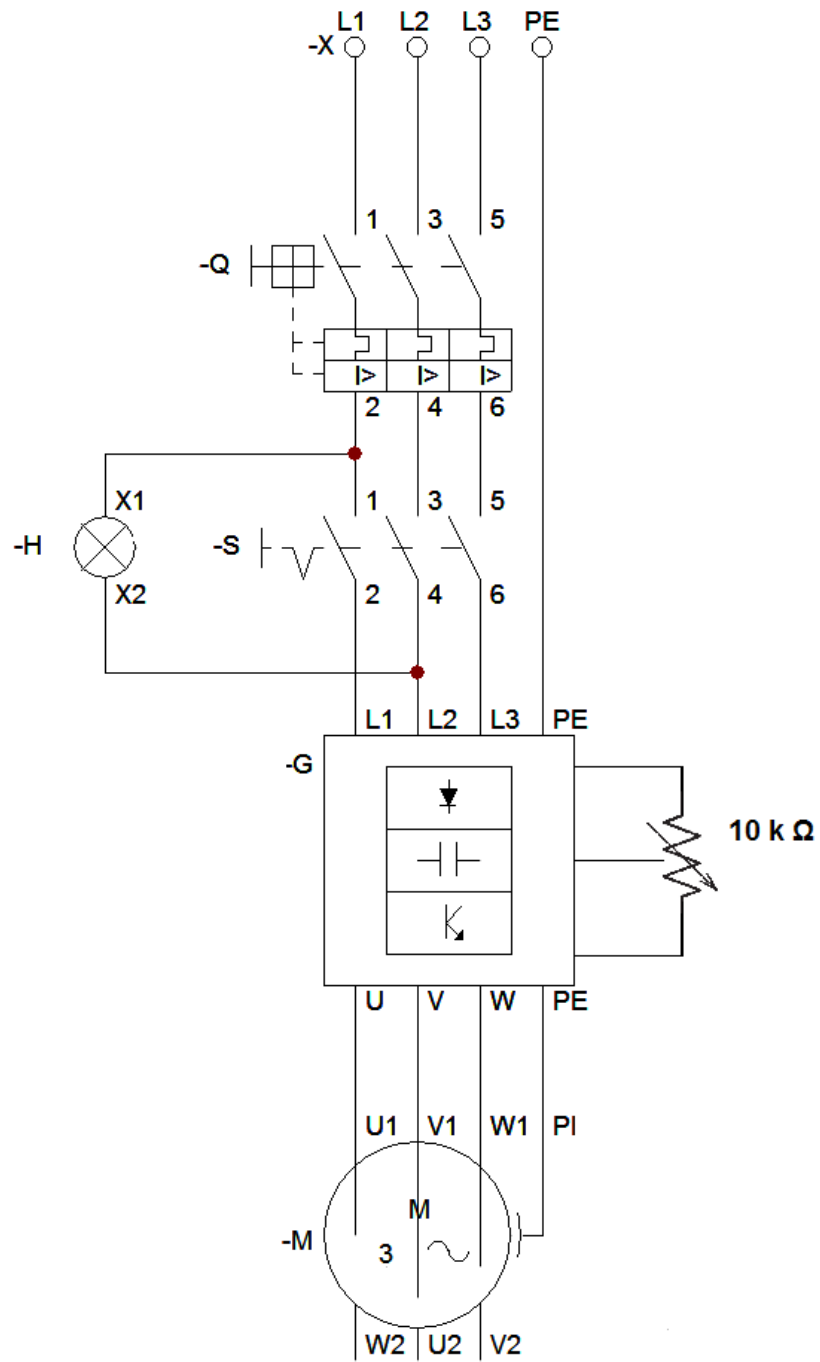
Tabla 3. Parámetros establecidos para un correcto desempeño eléctrico de la máquina

Código	Descripción	Valor establecido
P100	Tiempo de aceleración	1 s
P101	Tiempo de desaceleración	1 s
P133	Frecuencia mínima	10 Hz
P134	Frecuencia máxima	60 Hz
P156	Corriente del motor	11,5 A
P169	Corriente máxima de Salida	12,5 A
P221	Selección de la referencia Local	3 = (Entrada Analógica)
P229	Selección de comandos Local	0= (Teclas HMI)
P230	Selección de comandos Remoto	1 = (Terminales)
P235	Señal de la entrada analógica	0 = (0 a 10 V)
P266	Función de la entrada digital DI4	4 = (Gira/ Para)

4.2. PLANO ELÉCTRICO GENERAL

De acuerdo a las consideraciones enumeradas anteriormente, el plano eléctrico general para la máquina se muestra en la figura.

Figura 57. Plano eléctrico general de la máquina



4.3. DISEÑO ELECTRÓNICO

Generar una gráfica de esfuerzo en función del número de ciclos requiere implementar un sistema de adquisición de datos que permita conocer las fuerzas aplicadas a la probeta y el número de ciclos en tiempo real, al igual que un programa que procese los datos recolectados y los transforme en la gráfica solicitada.

La adquisición de datos se realizó por medio de la tarjeta NI myDAQ en orden de obtener señales analógicas proporcionadas del sensor a frecuencias de hasta 500 Hz, a su vez permite obtener señales digitales y proporcionar una fuente de corriente continua de 5 voltios, 15 voltios y -15 voltios, la tarjeta es acoplada por el programa de National Instruments LABVIEW.

Figura 58. Tarjeta NI myDAQ



Fuente: National Instruments

4.3.1. Adquisición de la señal de fuerza. Para adquirir la señal de fuerza se seleccionó una celda de carga LORENZ de referencia K-12, el cual tiene un rango de medición desde 0.5 kN hasta 50 kN y genera una señal proporcional a la fuerza generada en la probeta en el rango de los milivoltios; esta señal debe ser tratada de tal manera que quede libre de ruidos y lo suficientemente amplificada para que las variaciones de la señal sean apreciables y permitan el cálculo correcto de los puntos a graficar.

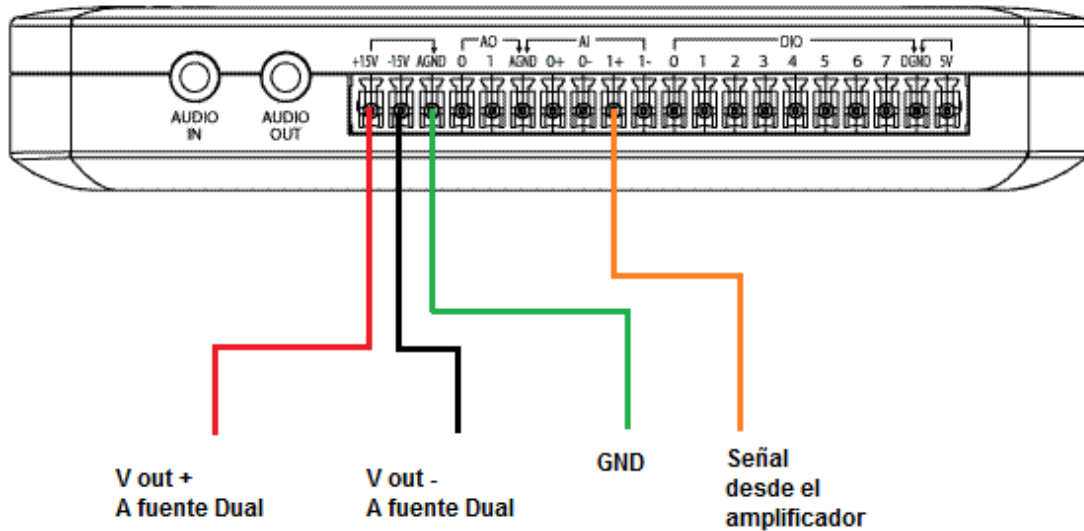
Figura 59. Celda de carga K-12



Fuente: Lorenz

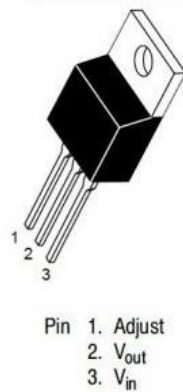
La señal en milivoltios que sale del sensor va al amplificador INA128, este es un circuito integrado para instrumentación que se encarga de amplificar la onda al rango de voltios y a su vez filtrando los ruidos de la onda, este amplificador es alimentado por la fuente dual regulada, la cual está conectada a la tarjeta NI myDAQ.

Figura 60. Conexiones para la adquisición de datos



El ruido eléctrico, en cierta proporción, es inherente a las fuentes de alimentación, así que se implementó un chip LM317T y LM337 para eliminar dichos ruidos y brinde un voltaje estable de tal manera que no se afecte la medición del sensor en ningún momento.

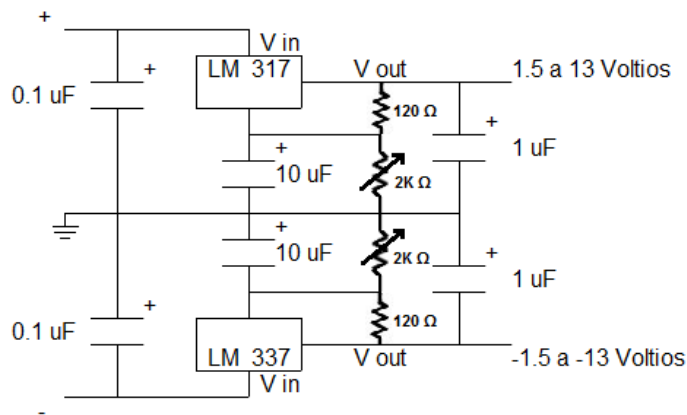
Figura 61. Esquema LM317T



Fuente: Texas Instruments

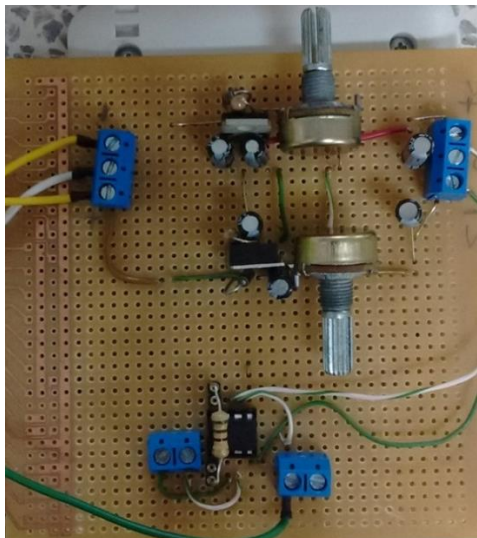
Se creó un circuito dual de regulación de voltaje entre 1,5 voltios a 13 voltios y -1,5 voltios y -13 voltios, tomando como fuente de voltaje, la tarjeta de adquisición de datos.

Figura 62. Circuito Fuente Dual regulada



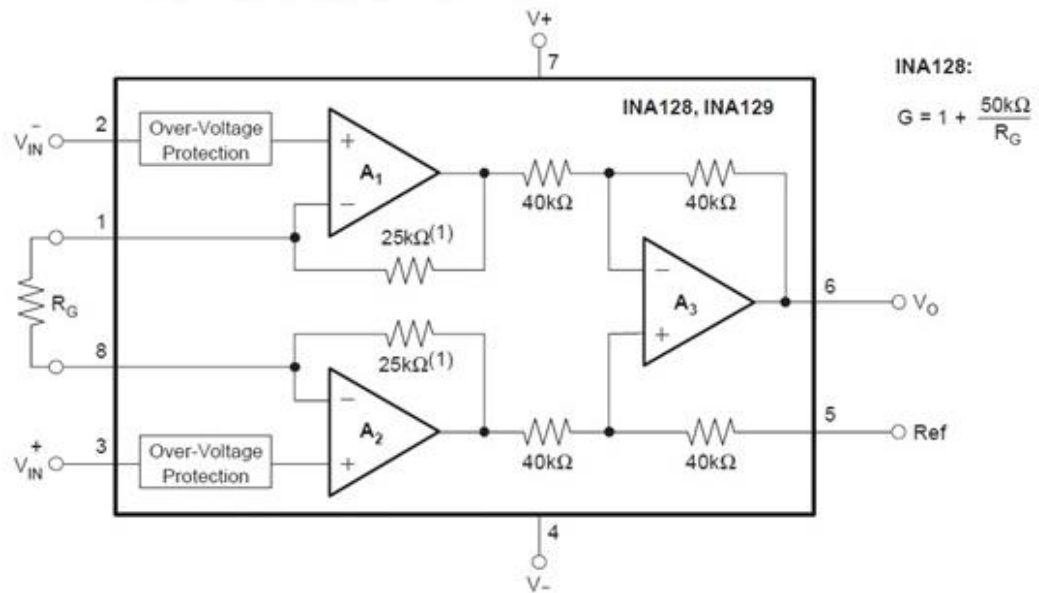
Las líneas de voltaje del circuito van directamente conectadas a las entradas de voltaje positivo y negativo del amplificador de voltaje, pin 7 y pin 4 respectivamente, el amplificador usa el voltaje proporcionado por esta fuente como voltaje de ganancia para la señal.

Figura 63. Circuito construido en baquelita



Dado que la salida de la celda de carga está en el orden de los milivoltios, se implementó un amplificador de voltaje con una ganancia calculada de 1000 de modo que el programa recibiera los datos en el orden de los Voltios.

Figura 64. Amplificador de voltaje INA 128



Fuente: Texas Instruments

La ganancia de voltaje del amplificador depende del valor de la resistencia en el pin 1, y pin 8. La ecuación que las relaciona es:

$$G = 1 + \left(\frac{50000 \Omega}{R(\Omega)} \right)$$

Ecuación 12: Relación entre el la resistencia y la ganancia

G = Valor de la ganancia.

R = Resistencia en ohmios.

Para obtener una señal en el rango de los voltios, se debe implementar una ganancia del sistema de 1000, es decir acondicionar una resistencia de 50Ω aproximadamente.

4.3.2. conteo del número de ciclos. Para obtener precisión en el conteo de los ciclos se implementó el sensor QRD1114, este sensor está diseñado para detectar los cambios de contraste; es decir, cambios de color en la superficie que reflejen la luz que emite el sensor continuamente, al detectar uno de estos cambios, el sensor emite un pulso de 5 voltios que se recibe el Arduino nano.

Teniendo en cuenta que los ensayos a realizar en la máquina oscilan entre 10 Hz y 50 Hz en velocidad, se verificó que el sensor esté en la capacidad de leer estas velocidades, obteniendo una capacidad de registro de hasta 16000 cambios por segundo, al igual que el Arduino nano el cual también puede procesar hasta 16000 pulsos por segundo, siendo esto suficiente para las necesidades de operación.

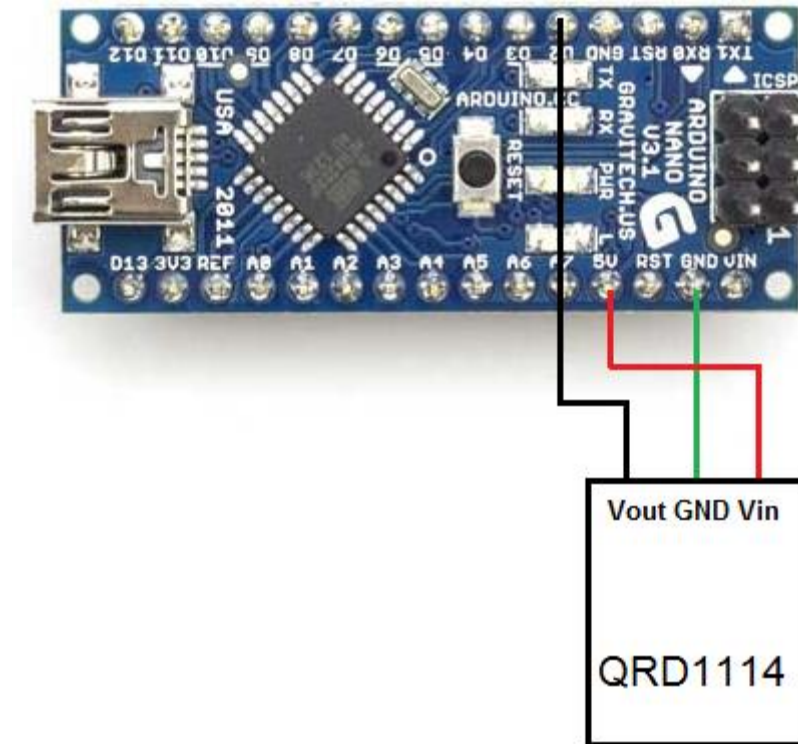
Figura 65. Sensor QRD1114



Fuente: Dynamo Electronics

El voltaje de alimentación es proporcionado por la DAQ de 5 voltios, el pin del medio está conectado a tierra, y el voltaje de salida del sensor, está conectada al puerto digital 7 de la tarjeta de adquisición de datos.

Figura 66. Diagrama de conexiones del sensor QRD1114 – Arduino Nano



Para realizar un conteo de datos, de cada uno de los pulsos digitales, se creó un código para el contador de pulsos el cual registra y cuenta cada pulso emitido por el sensor.

Figura 67. Código Arduino Conteo número de ciclos

```
int Revoluciones = 0; //Variable para guardar el conteo de los pulsos
int estadoanterior=0;

void setup() // Se ejecuta cada vez que el Arduino se inicia
{
  Serial.begin(9600); //Inicia comunicación serial
  pinMode(2, INPUT); //Configura el pin 2 como una entrada
}

void loop()
{

  int lectura = digitalRead(2);
  if (lectura!=estadoanterior)
  {
    if (lectura==HIGH)
    {
      Revoluciones++; //Incrementa el contador
      Serial.println(Revoluciones); //Imprime el valor de las revoluciones
    }
  }
  estadoanterior=lectura;
}
```

De esta manera con cada revolución el programa registra un ciclo y se va incrementando para así obtener el número de ciclos totales de la prueba, con este valor en el eje x y el valor de Se (límite de resistencia para esfuerzos de flexión y torsión) en el eje y, se puede obtener un punto en la gráfica de esfuerzo vs número de ciclos.

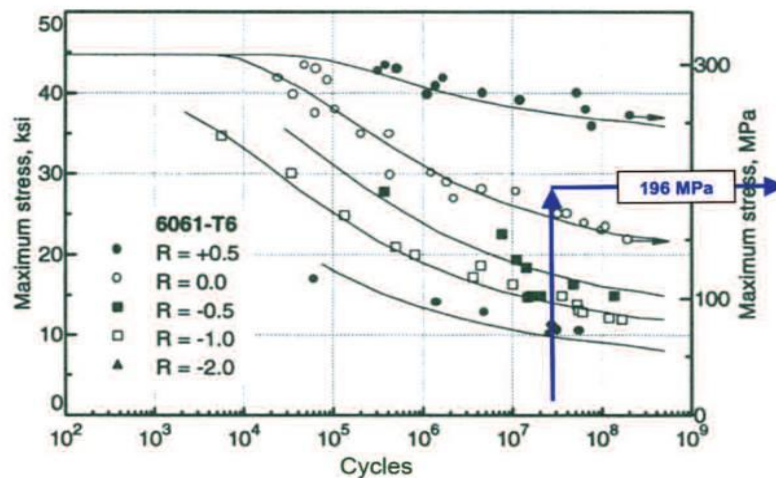
4.3.3. Programa en LabView. La adquisición de datos de la celda de carga, es leída por la tarjeta NI MyDAQ, como una señal analógica de voltaje; de acuerdo a ficha técnica del sensor, este arroja 1 mV por cada Voltio de alimentación, por lo tanto, después de pasar por el circuito de regulación y amplificación de voltaje, los valores de oscilación del voltaje deben estar entre -12 y 12 voltios a compresión

máxima (-50KN) y tensión máxima (50KN) respectivamente, el valor de 0 voltios se presenta cuando no hay carga sobre el sensor.

Conociendo el valor de la fuerza aplicada en el sensor y las dimensiones de la probeta como dato a ingresar, se calcula el esfuerzo máximo y mínimo al cual está sometido la probeta. Estos son los datos necesarios para calcular el S_e del material (límite de resistencia a la fatiga).

Teniendo S_e y el número de ciclos en el cual se rompe la probeta, se puede graficar el punto en el diagrama de esfuerzo vs número de ciclos. A medida que se varíe el valor de la fuerza para cada ensayo, el número de ciclos aumenta o disminuye. Obteniendo así, diferentes puntos en la gráfica.

Figura 68. Grafica teórica de esfuerzos en función del número de ciclos para el aluminio en diferentes configuraciones de carga



Fuente: ASM International

Los datos obtenidos por el sensor se muestran en una señal analógica, la cual contiene 1000 puntos por segundo, con una frecuencia de muestreo de 1000 Hz;

estos valores se definieron aplicando el teorema de Nyquist, para evitar pérdida de información durante el muestro.

Para los cálculos en las ecuaciones de fatiga es necesario obtener solo los valores máximos y mínimos de la fuerza. Para realizar esto se tomó el criterio de la segunda derivada para calcular los puntos donde la gráfica tiene un máximo y un mínimo y se procede a obtener el valor exacto de la fuerza para estos puntos. Se separan los datos de acuerdo a si son valores máximos o valores mínimos y cada conjunto de valores se acumula en un vector; a partir de este vector se obtiene el valor promedio de la fuerza máxima (tensión), y el promedio de la fuerza mínima (compresión).

Teniendo los Valores de la fuerza máxima y mínima, se calculan los valores del esfuerzo máximo y mínimo.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A} \quad \sigma_{min} = \frac{F_{min}}{A}$$

Donde A es el área de ensayo de la probeta ingresada por el usuario.

Obteniendo los valores de σ_{max} y σ_{min} se procede a calcular los esfuerzos medios y alternativos (ecuaciones 3 y 5).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Ecuación 3: Esfuerzo Medio

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Ecuación 5: Esfuerzo Alternativo

Estos valores se usan en la ecuación de diseño de fatiga:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + K_f * \frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{us}} + K_{fs} * \frac{\tau_a}{S_{es}}\right)^2}$$

Ecuación 13. Ecuación reducida de diseño a fatiga para cargas combinada

Estos ensayos son realizados bajo cargas totalmente axiales, por lo tanto los valores del esfuerzo cortante medio τ_m y alternativo τ_a son iguales a cero.

Como la finalidad de las pruebas es obtener el valor de **Se** para unas probetas cuyas dimensiones ya están definidas, el valor del factor de seguridad N es uno. Esto permite simplificar la ecuación, obteniendo:

$$1 = \frac{\sigma_m}{S_u} + K_f * \frac{\sigma_a}{S_e}$$

Despejando Se

$$S_e = K_f * \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

El usuario debe ingresar K_f (Factor de concentración de esfuerzos) y S_u (Resistencia ultima del material) dependiendo de las dimensiones, la geometría y el material de la probeta. De esta manera ya se puede calcular S_e obteniendo el valor en el eje Y de la gráfica Esfuerzo vs número de ciclos.

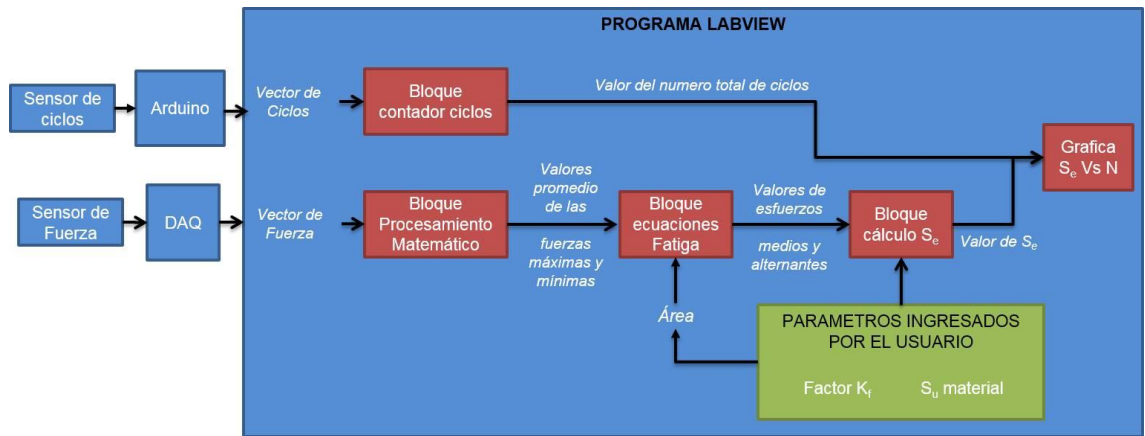


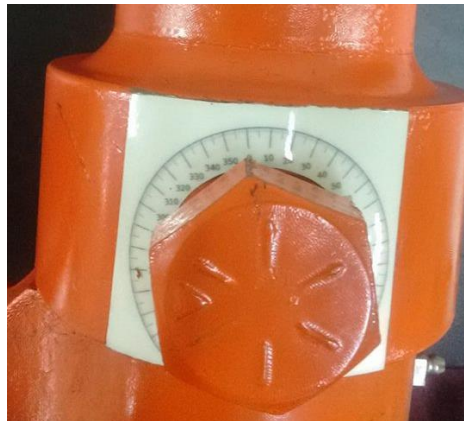
Figura 69: Lazo de control y funcionamiento del sistema electrónico

Fuente: Los autores

5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Dado que el ensayo es de alto ciclaje, se trabajó en el rango elástico, donde el comportamiento del material es como un resorte y obedece la ley de Hooke. Con la máquina libre de carga, se verificó que los dos sistemas excéntricos se encontraran.

Figura 70. Punto cero de los sistemas excéntricos libres de carga



Posteriormente se definió que el tipo de ensayo que se iba a realizar era de tensión y compresión en proporciones iguales.

- Tensión – Compresión

Figura 71. Excéntricas posicionadas para un ensayo tensión – compresión



Ajustando la probeta con las mordazas se generó un reajuste mecánico en la referencia de la máquina para realizar el ensayo, esto se debe a las tolerancias que existen entre las piezas por efectos propios de maquinado y a las tolerancias que existen en los rodamientos. Para el aluminio se encontró, que la posición de referencia se encuentra a 100° del cero libre de carga; de acuerdo a esto se determinó la deformación a aplicar, teniendo en cuenta que no se debe sobrepasar el límite elástico.

Tabla 4. Porcentajes del límite elástico de acuerdo a la deformación aplicada

Porcentaje del límite elástico [%]	Desplazamiento [mm]
70	0,070
73	0,075
80	0,080
82	0,085
85	0,090
100	0,100

Con el valor de la deformación en milímetros, se aplicó el desplazamiento angular correspondiente para los tornillos de las excéntricas y se verificaron los desplazamientos relativos de las mordazas con un comparador de carátula.

Figura 72. Probeta lista para iniciar el ensayo



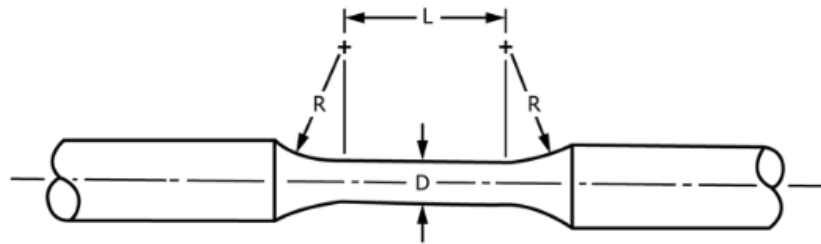
Para construir la gráfica de esfuerzo contra número de ciclos se establecieron 11 ensayos para diferentes valores de deformación controlada.

Figura 73. Sección de configuración de parámetros



Debido a diferencias en las dimensiones de las probetas, se midió cada probeta por aparte y se tomaron sus datos, para efectos de cálculos en los esfuerzos, se dio el mismo acabado superficial a las probetas en orden de minimizar la dispersión generada por este parámetro.

Figura 74. Dimensiones de las probetas de ensayo



Fuente: Norma ASTM 466

Probeta 1

Φ Ensayo = 4,9 mm	Φ Probeta = 12,7 mm
L probeta = 100 mm	L ensayo = 28,7 mm
A = 30,7 mm	B = 29,8 mm
r = 2,5 mm	

Probeta 2

Φ Ensayo = 4,8 mm	Φ Probeta = 12,7 mm
L probeta = 100 mm	L ensayo = 31,5 mm
A = 28,8 mm	B = 28,8 mm
r = 2,5 mm	

Probeta 3

Φ Ensayo = 5,1 mm	Φ Probeta = 12,7 mm
L probeta = 100 mm	L ensayo = 28,7 mm
A = 28,1 mm	B = 28,9 mm
r = 2,5 mm	

Probeta 4

Φ Ensayo = 4,9 mm

L probeta = 100 mm

A = 30,6 mm

r = 2,5 mm

Φ Probeta = 12,7 mm

L ensayo = 28,4 mm

B = 30,1 mm

Probeta 5

Φ Ensayo = 4,7 mm

L probeta = 100 mm

A = 28,4 mm

r = 2,5 mm

Φ Probeta = 12,7 mm

L ensayo = 34,5 mm

B = 28,4 mm

Probeta 6

Φ Ensayo = 4,8 mm

L probeta = 100 mm

A = 29,7 mm

r = 2,5 mm

Φ Probeta = 12,7 mm

L ensayo = 29,8 mm

B = 30,5 mm

Probeta 7

Φ Ensayo = 4,75 mm

L probeta = 100 mm

A = 29,4 mm

r = 2,5 mm

Φ Probeta = 12,7 mm

L ensayo = 29,6 mm

B = 29,4 mm

Probeta 8

Φ Ensayo = 4,9 mm

L probeta = 100 mm

A = 32 mm

r = 2,5 mm

Φ Probeta = 12,7 mm

L ensayo = 29,6 mm

B = 30 mm

Probeta 9 Φ Ensayo = 4,85 mm Φ Probeta = 12,7 mm

L probeta = 100 mm

L ensayo = 29,6 mm

A = 29,5 mm

B = 30,3 mm

r = 2,5 mm

Probeta 10 Φ Ensayo = 4,86 mm Φ Probeta = 12,7 mm

L probeta = 100 mm

L ensayo = 29,6 mm

A = 30,4 mm

B = 28,9 mm

r = 2,5 mm

Probeta 11 Φ Ensayo = 5 mm Φ Probeta = 12,7 mm

L probeta = 100 mm

L ensayo = 29,6 mm

A = 30,7 mm

B = 30,7 mm

r = 2,5 mm

Ciclos = 150559

Se tomó el valor del número de ciclos totales de la duración de la prueba con la fuerza aplicada por la máquina a una frecuencia de 15 Hz para todas las probetas. Mediante el uso del programa se registraron los datos para generar el punto correspondiente en la gráfica de esfuerzo vs número de ciclos.

6. RESULTADOS

Figura 75. Sección de fractura de probetas sometidas a fatiga axial



La sección de fractura de cada probeta muestra efectos de progresión de grieta propia de esfuerzos de fatiga. El área que se observa más pulida es donde la grieta empezó a generarse. Con cada repetición de carga, la fractura empieza a aumentar hasta finalmente llegar a la ruptura.

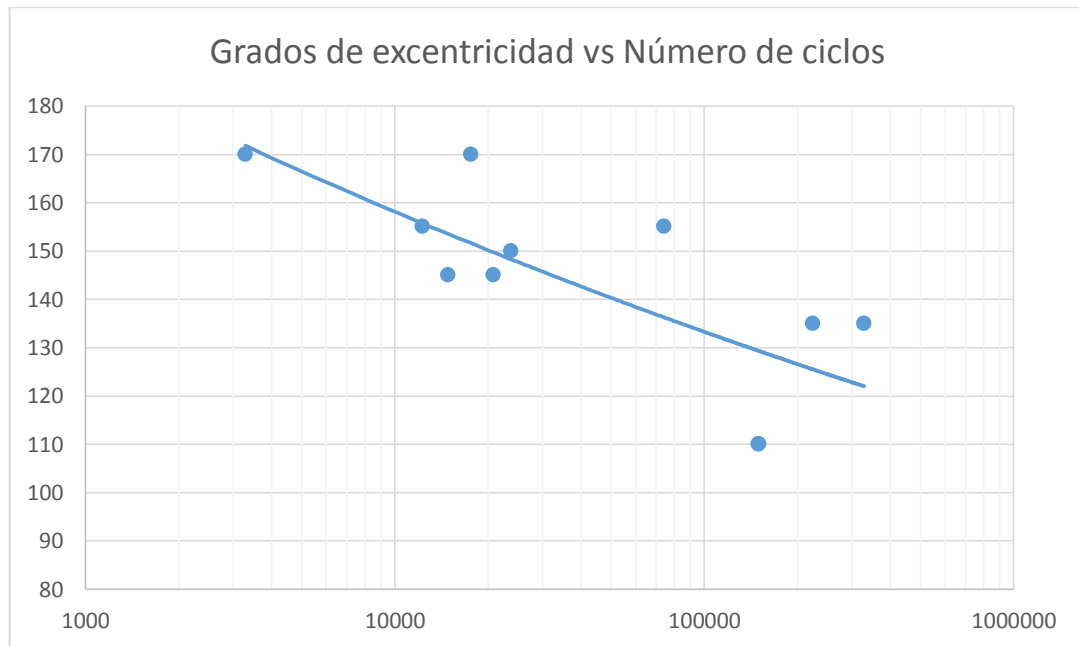
La máquina de fatiga construida es de deformación controlada, es decir que el valor del esfuerzo no es una variable que se pueda ingresar como parámetro inicial, el único parámetro inicial controlable son los grados que se les da a las excéntricas para generar la deformación. Las pruebas se hicieron sometiendo las probetas a diferentes ángulos de excentricidad, y se tomó el número de ciclos al cual fallaron, se tabularon los datos obtenidos y se generó su gráfico correspondiente:

Tabla 5. Esfuerzo – Número de Ciclos

Grados °	Numero de Ciclos
110	149586
110	150559
135	224444
135	329036
145	14893
145	20855
150	23766
155	74342
155	12263
170	17664
170	3284

Se graficaron los datos del número de ciclos para los mismos ángulos y se realizó el diagrama de ángulo de excentricidad vs número de ciclos de tal manera que se pueda visualizar la tendencia de la dispersión.

Figura 76. Ángulo de excentricidad vs número de ciclos

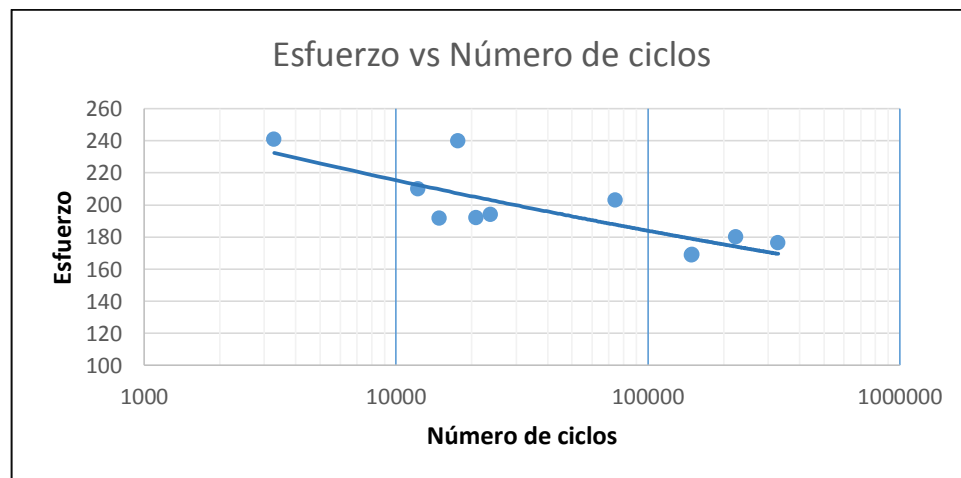


Cada deformación aplicada a las probetas genera un esfuerzo, mediante el uso de la celda de carga y el programa diseñado en labview para procesar la señal, es posible calcular el esfuerzo promedio al cual fueron sometidas las probetas, teniendo este dato y el número de ciclos hasta la ruptura es posible generar un diagrama de esfuerzo contra número de ciclos, Diagrama usado para el diseño enfocado a la fatiga. El esfuerzo se tabulo junto con los grados de excentricidad y el número de ciclos, y se generó la gráfica de esfuerzo deformación.

Tabla 6. Esfuerzo – Número de Ciclos

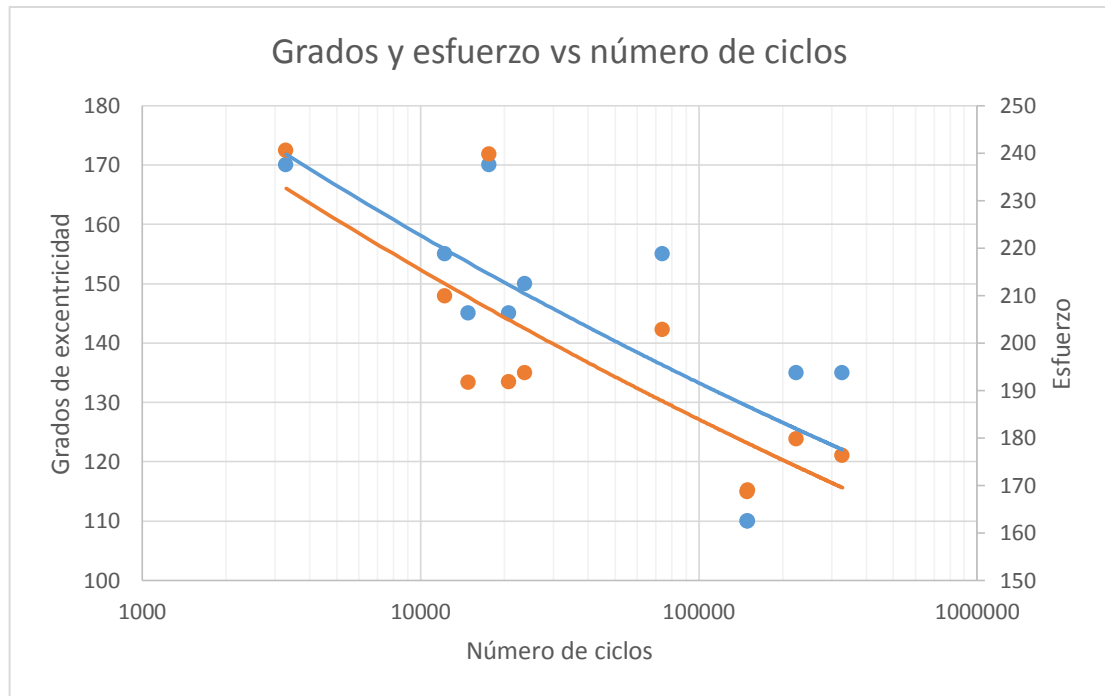
Grados °	Esfuerzo	Numero de Ciclos
110	168,7	149586
110	169	150559
135	179,8	224444
135	176,3	329036
145	191,7	14893
145	191,8	20855
150	193,7	23766
155	202,8	74342
155	209,9	12263
170	239,8	17664
170	240,6	3284

Figura 77. Diagrama de esfuerzo vs número de ciclos



Con el fin de encontrar una relación entre las tendencias de los grados de excentricidad vs número de ciclos y el esfuerzo vs número de ciclos, se generó un diagrama con ambas relaciones.

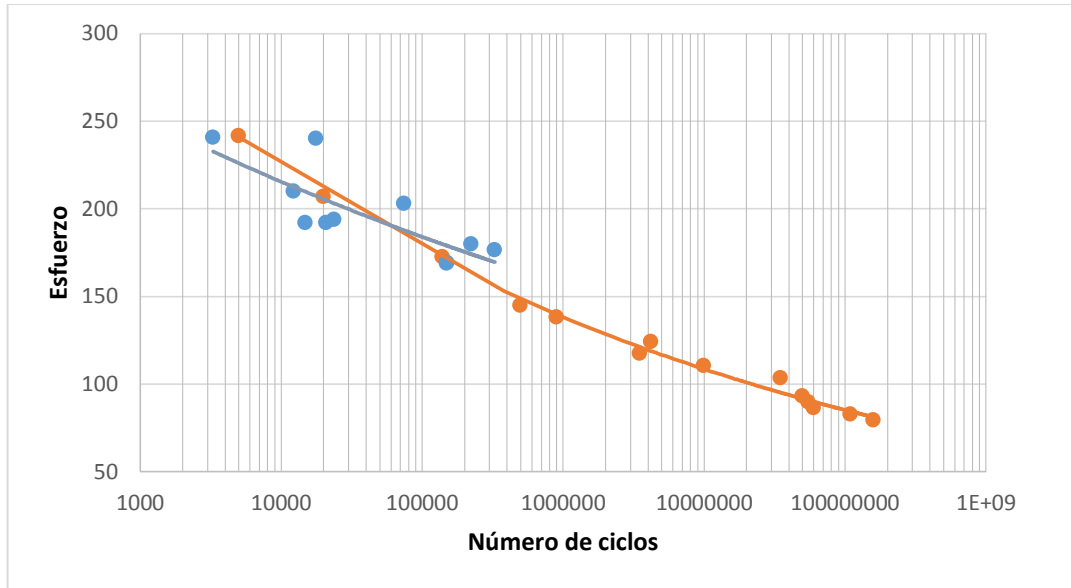
Figura 78. Diagrama de grados de excentricidad y esfuerzo vs número de ciclos



6.1. ANALISIS DE RESULTADOS

En orden de validar la veracidad de los datos obtenidos, se compararon las gráficas de tendencia junto con una gráfica obtenida por ASM International. Para el rango entre 1000 y 350000 ciclos.

Figura 79. Diagrama de esfuerzo vs número de ciclos



La curva en azul representan los datos tomados con la máquina de fatiga. Los datos en naranja es la curva de tendencia de los datos experimentales en la caracterización de la aleación de aluminio 6061 - T6¹⁷.

Para los diferentes puntos que corresponden se encontró el valor del error de la curva de tendencia con respecto a la curva obtenida por ASM internacional. Para el cálculo de errores en fatiga hay que tener en cuenta el efecto de aumento exponencial en el número de ciclos, para ello, el rango de los errores también debe trabajarse en la escala logarítmica.

Tabla 7. Errores encontrados para diferentes valores de esfuerzo

Esfuerzo [Mpa]	Error	Error Escala logarítmica
240	61%	11%
205	5,80%	0,60%
192	36%	2,80%
177	115%	6,70%
169	180%	8,60%

¹⁷ S.D. Henry, G.M. Davidson, S.R. Lampman, F. Reidenbach, R.L. Boring y W.W. Scott, Fatigue Data Book: Light Structural Alloys, 1ª edición, ASM International, Materials Park, (OH) EE. UU., 1995, pp. 1-397.

Aunque el valor de los errores sean aparentemente altos, para términos de fatiga hay que tener en cuenta los amplios valores de la dispersión causada por el aumento exponencial del número de ciclos al disminuir el esfuerzo.

Se puede observar que aunque el error relativo mayor se presente para un esfuerzo de 169 [MPa], bajo la escala logarítmica el mayor error se encuentra a 240 [MPa]. Esto se debe a que a medida que nos acercamos al límite de fluencia los valores tienden a estar en el rango de 10^3 ciclos. Mientras más nos alejamos del límite de fluencia disminuyendo el esfuerzo, los valores del número de ciclos aumentan exponencialmente generando así, menos errores aun cuando hay una gran diferencia en el número de ciclos.

Otro factor a tener en cuenta en la dispersión además de las características probabilísticas inherentes en el estudio de la fatiga, son las diferencias geométricas en las probetas que pueden generar cambios considerables para ensayos iguales. También se debe obtener un mayor número de puntos para generar una mejor curva de tendencia.

- A medida que se aumenta los grados de excentricidad se observa, como el número de ciclos disminuye, esto es esperado debido a la relación directa que hay entre los grados y la deformación que estos generan; a mayor deformación el valor del esfuerzo aumenta disminuyendo los ciclos de vida de la probeta.
- La grafica de esfuerzo contra número de ciclos muestra la tendencia esperada del comportamiento de los materiales sometidos a esfuerzos repetitivos, donde a medida que el valor del esfuerzo disminuye, el número de ciclos que resisten las probetas antes de su ruptura aumenta exponencialmente. La dispersión de los puntos cumple con la dispersión esperada en ensayos de fatiga.

- La similitud de la dispersión entre el valor del esfuerzo y los grados de excentricidad contra el número de ciclos demuestra que el experimento cumple con el comportamiento esperado en ensayos de fatiga, donde el esfuerzo es directamente proporcional a la deformación aplicada (ley de Hooke). La relación de los puntos entre ellos, y su línea tendencia son aproximadamente iguales, para ambos casos.

7. CONCLUSIONES

- La implementación del conjunto de la excéntrica como método para someter una probeta normalizada a esfuerzos cíclicos axiales, además de tener viabilidad económica, permitió controlar a través del tornillo de rosca fina de manera precisa la deformación del espécimen.
- Los resultados de los ensayos presentan las características propias la fatiga axial, cumpliendo así el objetivo de la construcción de la máquina para recrear ensayos de fatiga axial bajo la condición de carga bilateral y de deformación controlada.
- Controlar y minimizar los desalineamientos y los juegos entre las piezas de los brazos actuadores de la máquina fue unos de los parámetros más importantes para lograr que la máquina realizara ensayos de fatiga netamente axial.
- En el diseño de piezas mecánicas sometidas a cargas fluctuantes, además de considerar los efectos de la fatiga y la deformación, es importante tener en cuenta la influencia de las vibraciones inherentes al funcionamiento del conjunto, ya que en caso de que la frecuencia de resonancia de la máquina se encuentre cerca de la velocidad nominal de operación, este fenómeno puede llegar a destruir una o más de las piezas, mucho antes de lo que se tenga prevista la falla en un diseño enfocado solamente a la fatiga.
- Las condiciones del ensayo realizado requirió desarrollar un programa capaz de procesar una señal de carga fluctuante e identificar puntos máximos y mínimos de tal manera que se pudieran determinar los valores de los

esfuerzos medios y alternativos, los cuales son fundamentales para la construcción de la gráfica de esfuerzo contra número de ciclos.

- El acabado y la geometría en piezas sometidas a cargas fluctuantes tiene una influencia importante en el desempeño y durabilidad; estos parámetros aumentan la presencia de concentradores de esfuerzos y por tanto la propagación grietas y micro grietas, generando una falla por fatiga en menor cantidad de ciclos de la esperada.

8. RECOMENDACIONES

- El ruido es inherente al funcionamiento de una máquina que trabaja a frecuencias relativamente altas, por lo tanto es aconsejable utilizar protección auditiva cada vez que se realice un ensayo prolongado.
- Dado que la máquina posee instrumentos de medición de precisión, es importante ejecutar los ensayos programados de la manera indicada y así evitar posibles alteraciones en los resultados y en la vida útil de la máquina.
- El correcto funcionamiento de la máquina y los resultados proporcionados por el programa en LabView, dependen de la alineación de los brazos actuadores, se recomienda verificar minuciosamente este parámetro antes de realizar un ensayo.
- Gestionar la compra de un motor eléctrico de mayor capacidad en caso de que sea necesario realizar ensayos con probetas normalizadas de materiales que generen una carga superior a 15 KN sobre los brazos actuadores.
- Para un diseño posterior de la máquina es recomendable instalar doble rodamiento lineal en los brazos actuadores, esto le brindará más precisión a la máquina y existirán menos probabilidades de des alineamiento.
- Evaluar la viabilidad de cambiar los rodamientos de agujas instalados en la biela por bujes de material blando, ya que los rodamientos poseen una tolerancia predefinida por el fabricante, lo cual influye en la precisión y los puntos de referencia de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN STANDARDS FOR TESTING MATERIALS. 2012. ASTM E466: Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing.

BUDYNAS, R. Nisbett, K.; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. (8ª. Ed). México D.F.: Ed. Mc Graw Hill, 2008. 1104 p.

FAIRES, V. Diseño de elementos de máquinas. (4ª. Ed.). Barcelona: Ed. Montanery y Simon S.A., 1998. 802 p.

GARAVITO, J. Fatiga. *Escuela Colombiana de Ingeniería*. Recuperado de: http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/2542_fatiga.pdf

HAMROCK, B., Jacobson, B., Schmid, S.; Elementos de máquinas. México D.F.: Ed. Mc Graw Hill, 2000. 926 p.

L

AJARA, J., Pelegrí, J; LabVIEW: Entorno gráfico de programación, (2ª. Ed.). Barcelona: Ed. MARCOMBO S.A., 2011. 477 p.

MOTT, R.; Diseño de elementos de máquinas, (4ª. Ed.). México D.F.: Ed. Pearson; 2006. 944 p.

S.D. Henry, G.M. Davidson, S.R. Lampman, F. Reidenbach, R.L. Boring y W.W. Scott, Fatigue Data Book: Light Structural Alloys, 1ª edición, ASM International, Materials Park, (OH) EE. UU., 1995, pp. 1-397.

SCHAEFFLER GROUP. [en línea] [citado15 de julio de 2016] disponible en: Información tomada de

http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_175_de_en.pdf

SKF. Cylindrical roller bearings, single row [en línea] [citado 16 de julio de 2016]
Disponibile en: Información tomada de <http://www.skf.com/sg/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NJ%202310%20ECP>

SKF. Needle roller bearings, with machined rings, with an inner ring [en línea] [citado 16 de Julio de 2016] Disponible en: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-bearings-with-machined-rings/with-machined-rings-w-inner-ring/index.html?designation=NA%206908>

SKF. Spherical Roller Bearings. Dimensions. [en línea] [citado 15 de julio de 2016]
Disponibile en: <http://www.skf.com/sg/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550042310>

SKF. Unidades y rodamientos lineales para ejes [en línea] [citado 15 de julio de 2016] Disponible en: <http://www.skf.com/binary/tcm:12-68770/4182ES/index.html>