

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Subdirección Académica

Departamento de Ingeniería Mecánica

TESIS DE MAESTRÍA EN CIENCIAS

**Diseño y Construcción de un Dispositivo Para Pruebas de Fatiga Con
Cargas de Amplitud Variable**

presentada por
Ing. José Manuel Delgado Cuenca

como requisito para la obtención del grado de
Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Director de tesis
Dr. Arturo Abúndez Pliego

Codirector de tesis
Dr. Jorge Colín Ocampo

Cuernavaca, Morelos, México. Julio de 2016.

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Cuernavaca, Mor., 23/junio/2016

OFICIO No. DIM/210/2016

Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Ing. José Manuel Delgado Cuenca, con número de control M14CE002, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado “**Diseño y construcción de un dispositivo para pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable**”, hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

DR. ARTURO ABUNDEZ PLIEGO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6801139

REVISOR 1

DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA
Doctor en Ciencias en Ingeniería Eléctrica
6559298

REVISOR 2

DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
8500740

REVISOR 3

DR. DARIUSZ SŁAWOMIR SZWEDOWICZ W.
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
REV. FOLIO B 046004

C.p. (Lic. Guadalupe Garrido Rivera).- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Estudiante
Expediente

Iniciales AAP/mrsr

cenidet[®]
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira. C.P. 62490 Cuernavaca, Mor.
Tels. (01)777 362-77-70 Ext. 4106, e-mail: direccion@cenidet.edu.mx
www.cenidet.edu.mx



Cuernavaca, Mor. 23 de junio de 2016
OFICIO No. SAC/230/2016

Asunto: Autorización de impresión de tesis

ING. JOSÉ MANUEL DELGADO CUENCA
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Diseño y Construcción de un Dispositivo para Pruebas de Fatiga con Cargas de Amplitud Variable"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

"CONOCIMIENTO Y TECNOLOGÍA AL SERVICIO DE MÉXICO"



DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. Lic. Guadalupe Garrido Rivera - Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

*Por todo el apoyo y cariño incondicional
brindado*



José Cuenca Márquez
1936-2016

Dedicatoria

A mis padres José Manuel Delgado Jacobo y Silvia Cuenca Almazán, porque gracias a ellos he logrado llegar hasta este punto.

A mis hermanos Sylvia y Guillermo por los grandes momentos juntos.

A mis abuelas Dolores Almazán y Antonia Jacobo por gran su cariño.

A mi familia que siempre y en todo momento me han dado su apoyo.

Agradecimientos

Le agradezco a Dios por permitirme cumplir una meta más en mi vida y por haberme dado la oportunidad de conocer personas que han sido un gran ejemplo en el ámbito social y académico.

Al pueblo de México, porque a través de sus impuestos el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) me apoyó económicamente con la beca 375776 durante el periodo 2014-2015 para mi formación académica.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por la oportunidad que me otorgó para realizar mis estudios de maestría y a toda la excelente plantilla de profesores investigadores que me compartieron su conocimiento.

A mi director de tesis, el Dr. Arturo Abúndez Pliego por su amistad, confianza, asesoría en la realización de este trabajo y apoyos otorgados para la construcción de este proyecto.

Al Dr. Jorge Colín Ocampo por su asesoría.

Al comité revisor conformado por: Dr. Andrés Blanco Ortega, Dr. Eladio Martínez Rayón y Dr. Dariusz Szwedowicz Wasik, por sus comentarios y recomendaciones que han hecho a este trabajo de tesis.

A mis amigos y compañeros de generación, Dilvar Hernández Ayala, Ileana Baca Carrasco, Erick Jael Enríquez Rubio y Félix de Jesús Ramírez Moroyoqui, por su compañerismo amistad y confianza.

A mis compañeros y amigos, Carlos Manuel Lara Barrios, Denisse Lizeth Cortes, Alberto Pérez Córdoba, Héctor Bladimir Toledo, César Rodríguez, Víctor Penagos y Oscar Gutiérrez por su colaboración en la realización de este proyecto.

Al Ing. Santos Vargas y a los servicios industriales VARLAR por su colaboración en el maquinado de piezas que integran la máquina de fatiga.

A mis amigos, Lucero Ramírez, Arnoldo Macedo, Francisco Garibaldi, Diana Azcona, Francisco Álvarez, Lenin Cantú, Adrián Velázquez, Saúl Beltrán, José Armando Fragoso Mandujano, Josué Jiménez, J. Alberto López Chévez, Víctor García, Juan Juachin, Eduardo Hernández, Jashiel Pérez y Daniel Gil por su gran amistad en mi estancia en la ciudad Cuernavaca Morelos.

A mi familia, mis tíos, Iliana Cuenca, Manuel Tamayo, Lourdes Cuenca, Alberto García, por su gran hospitalidad y a mis tíos José, Guillermo, Enrique, por ser un ejemplo de vida.

A mis profesores de Licenciatura Fabio Abel Gómez Becerra y Rodrigo Oliver Delgado Arcega por el apoyo otorgado para cursar la maestría.

A Nadia López por su amistad y amable atención que siempre ha brindado en el préstamo de libros y servicios bibliotecarios.

A la señora Roció Salazar y Ana María Pérez por su gran atención, apoyo otorgado en servicios administrativos y proceso de titulación.

Contenido

Simbología.....	I
Lista de figuras.....	I
Lista de tablas	VI
Resumen.....	VII
Abstract.....	VIII
CAPÍTULO I	1
1 Estado del arte.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Principio de funcionamiento de las máquinas de fatiga	6
1.3 Tipos de accionamiento de máquinas de fatiga	9
1.4 Conclusión del estado del arte	19
1.5 Objetivo	20
1.6 Alcances.....	20
1.7 Limitaciones.....	20
1.8 Justificación	20
CAPÍTULO II	22
2 Marco teórico	22

2.1 Conceptos básicos.....	22
2.2 Estimación de la fatiga de amplitud variable mediante esfuerzos equivalentes	30
2.3 Conteo de ciclos de amplitud variable.....	34
2.4 Método de conteo Rainflow.....	37
2.5 Comparación de los distintos tipos de dispositivos de fatiga	38
CAPÍTULO III.....	41
3 Diseño del banco de pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable.....	41
3.1 Principio de operación del dispositivo.....	41
3.2 Pruebas de materiales.....	43
3.3 Diseño Conceptual del dispositivo	43
3.4 Diseño de detalle del dispositivo	46
3.5 Análisis del sistema generador de fuerza centrífuga	56
3.6 Control del servo-motor.....	61
3.7 Vida del material.....	62
3.8 Precarga	64
3.9 Generación del espectro de carga	66
CAPITULO IV	71
4 Resultados.....	71
4.1 Construcción de la base del banco de pruebas de fatiga.....	71

4.2 Sistema de seguridad	72
4.3 Transmisión de potencia	73
4.4 Sistema de transmisión de energía.....	74
4.5 Control del mecanismo desbalanceador	75
4.6 Puesta en marcha del equipo.....	76
CAPÍTULO V	78
5 Conclusiones y trabajo futuro	78
ANEXOS	80
Anexo A. Factores de Marin.....	80
Anexo B. Descripción del sistema generador de fuerza centrífuga	84
Anexo C. Maquinado de piezas	91
Anexo D. Conexión del control del sistema de generador de fuerza centrífuga	104
Anexo E. Encoder servomotor.....	105
Anexo F. Programación del servomotor	106
Anexo G. Espectro de carga	109
Anexo H. Dimensiones y condiciones de trabajo del servomotor seleccionado	112
Referencias.....	114

Simbología

N	Número de ciclos al fallo.
N_e	Número total de ciclos del espectro de carga
N_f	Número de ciclos a la falla
N_0	Número de ciclos mínimo a la fatiga
N^*	Número de ciclos normalizado
R	Razón de esfuerzos
S_e	Límite de fatiga
S_y	Resistencia a la fluencia
S_u	Resistencia última
$\Delta\sigma$	Rango de esfuerzo
$\Delta\sigma_{eq}$	Rango de esfuerzo equivalente
$\Delta\sigma_i$	Rango de esfuerzo para el nivel de carga i
$\Delta\sigma_0$	Rango de esfuerzo límite
$\Delta\sigma^*$	Rango de esfuerzo adimensional
σ_a	Amplitud de esfuerzo
σ_m	Esfuerzo medio

$\sigma_{\text{máx}}$	Esfuerzo máximo
$\sigma_{\text{mín}}$	Esfuerzo mínimo
$\sigma_m *$	Esfuerzo medio normalizado
k_a	Factor de modificación de la condición superficial
k_b	Factor de modificación del tamaño
k_c	Factor de modificación de la carga
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 la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condiciones de uso
$\omega,$	Velocidad angular
r_d	Radio de la partícula que se encuentra en el disco
l	Longitud
r	Radio
F_{eq}	Carga de operación equivalente (N)
P	Avance
E	Eficiencia
T_d	Par de accionamiento

Lista de figuras

Figura 1. 1 Choque de trenes entre Versalles y Bellevue 8 de mayo de, 1842, pintura de Provost (1834-1855) [4].	2
Figura 1. 2 Máquina de Wöhler. Museo de Munich [6].	2
Figura 1. 3 Curvas de Wöhler para A materiales ferrosos, y B materiales no ferrosos [7] .	3
Figura 1. 4 Marcas de playa [7].	3
Figura 1. 5 Principales países que llevaron a cabo el estudio de la fatiga en el mundo en el periodo 1925-1945 [1].	4
Figura 1. 6 Bloques de prueba amplitud constante para pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable.	5
Figura 1. 7 Máquina de fatiga con carga axial [11]	7
Figura 1. 8 Máquina de fatiga a flexión	8
Figura 1. 9 Torque aplicado a una probeta de sección cilíndrica circular [10].	8
Figura 1. 10 Máquina de fatiga hidráulica [14]	10
Figura 1. 11 Máquina de fatiga neumática [15].	11
Figura 1. 12 Máquina de fatiga por resonancia auditiva [12].	12
Figura 1. 13 Pruebas en máquinas de fatiga de resonancia auditiva [12].	12
Figura 1. 14 Pruebas de fatiga por resonancia ultrasónica [16].	13

Figura 1. 15 Diagrama de interconexión de una máquina de fatiga por resonancia ultrasónica [17].	13
Figura 1. 16 Operación de una máquina de fatiga por vibración forzada.....	14
Figura 1. 17 Partes de un banco de pruebas de un sistema de vibración forzada [13].	15
Figura 1. 18 Vibración durante la prueba [13].....	15
Figura 1. 19 Carga semi-aleatoria en diferentes periodos (viajes, meses, vuelos) para (a) en un caso general (b) un barco o estructura en alta mar, (c) un avión comercial. [2]	16
Figura 1. 20 Espectro de carga de un sistema de fatiga de ciclos interrumpidos [18].....	18
Figura 1. 21 Máquina de fatiga a flexión con resortes helicoidales y masas inerciales [16].	18
Figura 2. 1 Pruebas de fatiga de alto y bajo ciclo [17].	23
Figura 2. 2 Ejemplo relación de esfuerzos a la fatiga [7].	24
Figura 2. 3 Registros de esfuerzos fluctuantes [17].....	26
Figura 2. 4 Esfuerzos fluctuantes en tensión-tensión [17].....	26
Figura 2. 5 Esfuerzos fluctuantes en tensión –esfuerzo cero [17].	27
Figura 2. 6 Esfuerzos fluctuantes en tensión y compresión [17].	27
Figura 2. 7 Pieza sometida a flexión [7].	29
Figura 2. 8 Fuerza centrífuga de un cuerpo [18].....	30
Figura 2. 9 Espectro de carga de amplitud constante y amplitud variable	31

Figura 2. 10 Esfuerzos equivalentes en pruebas de amplitud variable con pruebas de amplitud constante de aceros estructurales convencionales [20].....	32
Figura 2. 11 Esfuerzos equivalentes en pruebas de amplitud variable con pruebas de amplitud constante de aceros estructurales convencionales de alta resistencia [20].	33
Figura 2. 12 Gráfica de conteo de picos [21].....	35
Figura 2. 13 Grafica de conteo de cruce de picos principales máximos [21]	35
Figura 2. 14 Grafica conteo nivel de cruce a) y fatigómetro b).....	36
Figura 2. 15 Gráficas conteo de rangos a) y ejes principales b). [24].	37
Figura 2. 16 Conteo de Rainflow [21].	38
Figura 2. 17 Reducción de costos en los dispositivos de resonancia [1].	39
Figura 3. 1 Sistema generador de fuerzas centrífugas para fatiga.	41
Figura 3. 2 Comportamiento de la fuerza centrífuga con respecto al cambio de su velocidad angular.	42
Figura 3. 3 Comportamiento de la fuerza centrífuga con respecto al cambio del radio de la masa.	42
Figura 3. 4 Disco desbalanceador	44
Figura 3. 5 Sistema de transmisión de potencia de la máquina de fatiga.	45
Figura 3. 6 Sistema de seguridad del mecanismo desbalanceador	46
Figura 3. 7 Relación esfuerzo, fuerza y diámetro de una probeta de acero AISI 1045.	47
Figura 3. 8 Probeta con relación de medidas	48

Figura 3. 9 Probeta normalizada seleccionada.....	48
Figura 3. 10 Comparación de velocidades angulares de juntas Hook y junta homocinética [29]	54
Figura 3. 11 Junta homocinética y sus componentes [27]	55
Figura 3. 12 Disco generador de fuerza centrífuga con distintos contrapesos.	56
Figura 3. 13 Masa excéntrica (conjunto masa de cobre - tuerca embalada).....	57
Figura 3. 14 Gráfica velocidad angular-tiempo (motor impulsor).....	58
Figura 3. 15 Gráfica del consumo de energía del sistema generador de fuerza centrífuga. .	59
Figura 3. 16 Junta de velocidad constante y componentes.	59
Figura 3. 17 Gráfica del consumo de energía junta de velocidad constante y sus componentes.	60
Figura 3. 18 Anillo colector 6 terminales.	61
Figura 3. 19 Principio de funcionamiento del puente H.	61
Figura 3. 20 Arduino Mega.....	61
Figura 3. 21 Selección del tipo de carga y criterio de falla por fatiga.	62
Figura 3. 22 Condiciones de frontera en la probeta seleccionada	62
Figura 3. 23 Probeta sometida a esfuerzos de fatiga en flexión.	63
Figura 3. 24 Vida a flexión de una probeta circular.	64
Figura 3. 25 Soportes y piezas que intervienen en la precarga de la probeta.	65

Figura 3. 26 Diagrama de distribución de fuerzas del sistema generador de fuerza centrífuga con respecto a sus soportes.....	65
Figura 3. 27 Diagrama de fuerzas cortantes del sistema generador de fuerzas centrífugas con respecto a sus soportes.....	66
Figura 3. 28 Espectro de carga de amplitud variable BROAD 64.....	67
Figura 3. 29 Esfuerzos completamente reversibles del espectro BROAD 64.	68
Figura 3. 30 Esfuerzos de flexión del espectro seleccionado a 1000RPM	68
Figura 3. 31 Esfuerzos de flexión del espectro seleccionado a 1000 RPM.	69
Figura 4. 1 Distancia de los taquetes expansivos para la fijación a tierra de la estructura. ..	71
Figura 4. 2 Verificación del sistema de seguridad.....	72
Figura 4. 3 Sistema de encendido, apagado y frenado de la máquina de fatiga.	73
Figura 4. 4 Máquina de fatiga.	74
Figura 4. 5 Alimentación del servomotor	75
Figura 4. 6 Componentes del sistema de control del mecanismo generador de fuerza centrífuga	75
Figura 4. 7 Generación del espectro de fatiga Broad 64 en el sistema desbalanceador	76
Figura 4. 8 Gráfica de vida a la fatiga del aluminio 6061 T6	76
Figura 4. 9 Ruptura de probeta de aluminio 6061-T6.....	77

Lista de tablas

Tabla 2. 1 Características de los distintos sistemas electromecánicos para fatigar materiales [12].	39
Tabla 2. 2 Limite de resistencia a la fatiga para distintos esfuerzos [17].	83
Tabla 3. 1 Características del tornillo embalado [27].	52
Tabla 3. 2 Masa, volumen y centro de masa del disco generador de fuerza centrífuga.	57

Resumen

El estudio de la fatiga es importante ya que tan solo en EE. UU., los beneficios económicos debido a la mejora estructural de los equipos y componentes que se construyen son enormes; En el año 1982 el costo debido a estas fallas fue de 119 mil millones de dólares, por lo que al menos 63 mil millones de dólares se rescatarían con el uso adecuado de tecnología, publicaciones e investigación relacionada con la fractura [1]. A pesar de que este fenómeno se ha venido dando desde la revolución industrial hasta la fecha, se requiere seguir proporcionando un seguimiento en el cual se llegue a comprender la fractura prematura de materiales que están sujetos a cargas dinámicas variables o factores externos como cambios de temperatura, corrosión, factores de concentración de esfuerzos entre otros.

Para realizar un estudio, hipótesis o suposición de este fenómeno la manera más exacta de comprobarlos es mediante ensayos experimentales en donde se proporcionan las condiciones en las que se requiera trabajar, temperatura, espectros de cargas variables, muescas, etc.

El banco experimental funciona a través de un sistema rotodinámico el cual genera una fuerza centrífuga por medio de una masa excéntrica, la fuerza varía conforme la masa se acerca o se aleja de su centro de rotación. La fuerza se transmite a la probeta, pero no así su rotación, ya que esto permite medir las deformaciones de la probeta.

El presente trabajo contiene el diseño y desarrollo de un banco experimental para cargas dinámicas de amplitud variable. Este banco experimental se diseñó para el estudio de materiales metálicos cilíndricos, los cuales están sujetos a flexión y pueden fallar a miles o incluso a millones de ciclos. El banco trabaja vibración forzada lo cual hace a este dispositivo rápido y económico durante su operación

Abstract

The study of fatigue is important because only in U.S.A., the economic benefits due to the structural improvement of equipment and components that are built are enormous; In 1982 the cost due to these failures was 119 billion dollars, so that at least 63 billion dollars will be rescued with proper use of technology, publications and research related fracture [1]. Although this phenomenon has been going on since the industrial revolution to date, is necessary to continue providing tracking which come to understand the premature fracture of materials that are subject to dynamic loads or varying external factors such as temperature changes, corrosion, stress concentration factors etc.

For an investigation, hypothesis or assumption of this phenomenon the most accurate way to check them it is by experimental tests where conditions in which required working temperature, varying loads spectra, notches, etc. are provided.

The experimental work bench works by a thermodynamic system which generates a centrifugal force by an eccentric mass, the force varies as the mass approaches or moves away from its center of rotation, as this allows to measure the deformations of the specimen.

This thesis contains the design and development of an experimental bench for dynamic loads of variable amplitude. The experimental bench was designed for the study of cylindrical metallic materials, which are subject to bending and can fail to thousands or even millions of cycles. The bench works with forced vibration which makes this fast and inexpensive device during operation.

CAPÍTULO I

1 Estado del arte

El estudio de la fatiga de materiales se presentó en el comienzo de la revolución industrial ya que con la implementación de los ferrocarriles como medio de transporte se produjeron grandes accidentes debido al desconocimiento que en ese entonces se tenía sobre las cargas dinámicas. A partir de ese momento hasta la fecha se ha invertido en el desarrollo de tecnología, modelos estadísticos, y teorías para la comprensión y prevención de accidentes de este fenómeno.

En este capítulo se aborda brevemente algunos estudios de pruebas de fatiga de materiales que se han desarrollado a lo largo de la historia, clasificación de las máquinas, así como también el objetivo, alcances, limitaciones, y justificación de la presente tesis.

1.1 Antecedentes

La primera máquina de fatiga de materiales la inventó el ingeniero alemán Wihelm Albert en el año 1837 en las minas de Oberhaz Alemania. Albert determinó la causa de la falla prematura de las cadenas de transporte y publicó los primeros resultados de pruebas de fatiga experimental conocidos. No obstante, el término fatiga lo incorporó por primera vez Poncelet en 1839 para reportar fallas en equipos de transporte, y en el año 1854 Barithwaith lo utilizó en un artículo científico [2].

Debido a un accidente de ferrocarril en Versalles Francia en 1842 (Figura 1.1), William Rankine [3] discutió la teoría de cristalización por cargas dinámicas que mostraba que estos ejes fallan por el crecimiento progresivo de una grieta quebradiza de un punto de una sección a otra.



Figura 1. 1 Choque de trenes entre Versailles y Bellevue 8 de mayo de, 1842, pintura de Provost (1834-1855) [4].

En 1853, Morin dio lugar al enfoque de diseño, “vida segura”, y para evitar accidentes sugirió que los coches debían ser remplazados a los 60 mil km, de igual manera se había notado que las grietas ocurrían principalmente en los cambios de sección [5].

Al igual que Albert, August Wöhler desarrolló máquinas para pruebas de fatiga (Figura1.2) en las que midió cargas de servicio y realizó diseños en piezas para vida finita con su probabilidad de resistencia a la falla hasta la probabilidad de propagación de grietas, además de desarrollar sus propias galgas extensométricas para medir las cargas de servicio de los ejes ferroviarios en flexión.

Las máquinas de flexión rotativa de Wöhler operaban a muy bajas frecuencias y además de éstas, diseñó nuevas máquinas para llevar a cabo pruebas con carga axial, flexión y torsión en probetas con y sin muescas, en 1860 Wöhler publicó estos resultados [5].



Figura 1. 2 Máquina de Wöhler. Museo de Munich [6].

La máquina de flexión rotativa de Wöhler (Figura 1.3) reproducía esfuerzos repetitivos de flexión en cantiléver en muestras cilíndricas de 0.114 metros de diámetro y 1.5 metros de longitud como se muestra en la figura 1.2 [6].

Wöhler concluyó que los materiales pueden ser inducidos a fallar por muchas repeticiones de esfuerzos y fijó los parámetros más importantes para determinar la vida en pruebas de fatiga de materiales, Wöhler presentó sus resultados en forma de tabla, solo su sucesor Spangenberg graficó sus curvas SN (esfuerzo-número de ciclos), las cuales posteriormente fueron llamadas curvas de Wöhler, la figura 1.3 muestra las curvas de Wöhler [7].

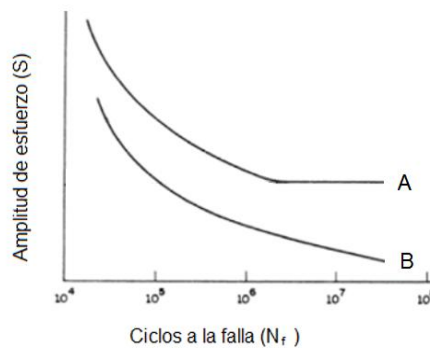


Figura 1. 3 Curvas de Wöhler para A materiales ferrosos, y B materiales no ferrosos [7] .

En la figura 1.3 se muestran las curvas de Wöhler de materiales ferrosos (A) y no ferrosos (B), en esta figura se observa que la carga disminuye si el número de ciclos o repeticiones aumenta.

En 1902 Humphery y Earin [7] presentaron resultados con base en la observación de bandas de deslizamiento comúnmente llamadas marcas de playa, estas presentaban en base a ensayos de fatiga a flexión rotativa, en la figura 1.4 se aprecian dichas bandas de desplazamiento.

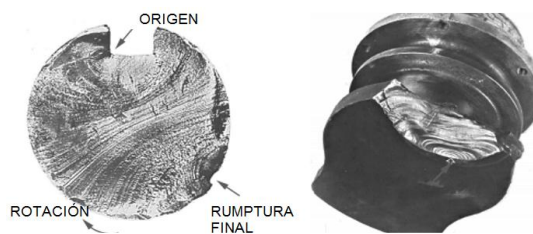


Figura 1. 4 Marcas de playa [7].

El estudio de la fatiga en sus primeras décadas fue dominado por las potencias mundiales Alemania, Estados Unidos de América y Gran Bretaña [2], ya entre los años 1905 y 1925 los británicos dominaron en este estudio sin embargo durante los años siguientes fueron los alemanes quienes destacaron por sus publicaciones y estudios sobre este fenómeno como lo muestra la figura 1.5.

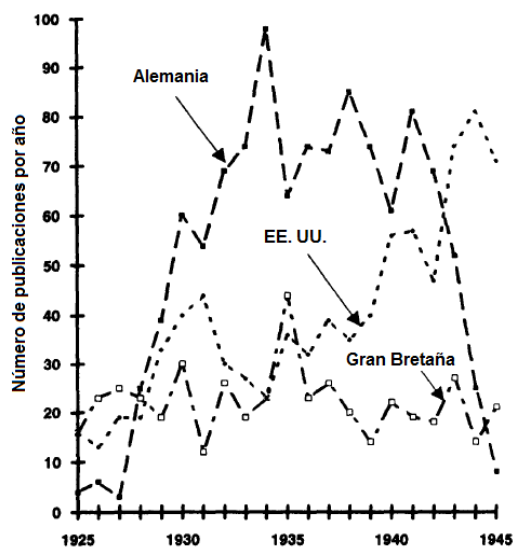


Figura 1. 5 Principales países que llevaron a cabo el estudio de la fatiga en el mundo en el periodo 1925-1945 [1].

Hasta ese entonces se tenían factores de concentración de esfuerzos estáticos, pero se observó que éstos no mostraban resultados precisos, por lo que se incorporó el factor de concentración de esfuerzos de fatiga por Thum [2], éste junto con sus colaboradores publicaron más de 524 artículos, como el efecto del tamaño en la muestra con respecto a su vida, la resistencia a la fatiga en probetas hasta su fractura, influencia de marcas de mecanizados, así como transferir la fatiga bajo muestras de laboratorio entre otros.

Por otra parte, en 1924 [7] Palmgren dio a conocer su hipótesis de daño acumulado para la predicción de la vida bajo cargas de amplitud variable, con espectros de carga de amplitud constante. En la figura 1.6 se muestran estos espectros de carga constantes; los cuales contienen una secuencia de bloques de diferentes cargas en el tiempo para simular un espectro de carga de amplitud variable. En esta figura 1.6 a) se muestra la secuencia de carga, mientras que en la

figura 1.6 b) se observa la distribución de frecuencia acumulada la cual tiene una escala adimensional y muestra la distribución de los periodos o pasos de la prueba.

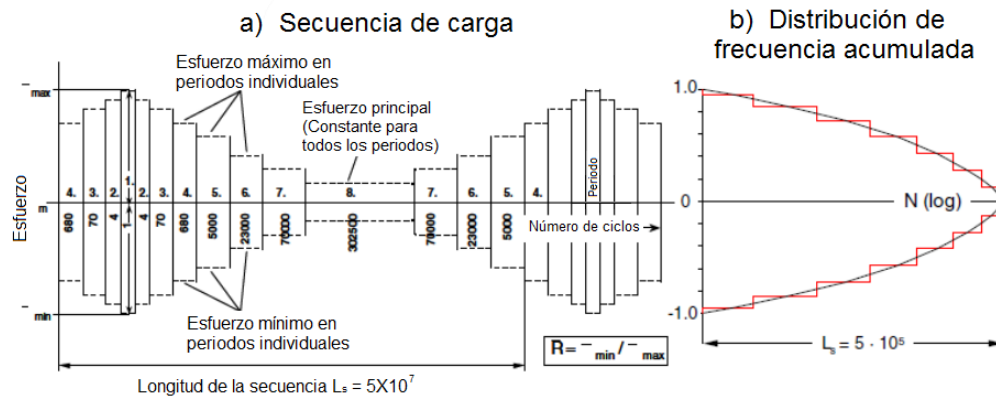


Figura 1. 6 Bloques de prueba amplitud constante para pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable.

Entre los años 1945 y 1964 se llevaron a cabo reuniones de fatiga por todo el mundo, en donde se abordaron temas para la estandarización de pruebas de fatiga, como la aplicación de la estadística, fatiga de bajo ciclo, el establecimiento de la vida segura en estructuras de aviones y se trataron métodos para mejorar la resistencia a la fatiga por medios termo-mecánicos y termodinámicos [1].

Schütz, 1996 [2], describe que las máquinas de fatiga servo-hidráulicas fueron las primeras en desarrollar una amplia investigación y ya hacia el final de la década de 1950 se desarrollaron historiales de esfuerzo tiempo arbitrarios para aplicarlos a probetas y componentes a muy altas frecuencias, pero aun con bloques programados muy escasos o cortos, solo a partir de ese momento fue posible comprobar la regla de Miner e hipótesis similares.

Estas máquinas fueron en un principio poco fiables, principalmente por sus sistemas de control, sólo estos problemas fueron desechados en la década de 1970 con la introducción de las computadoras digitales. Para llevar un conteo de estos espectros aleatorios en 1969 Matsuishi y Endo publicaron el conteo "Rain Flow", el cual cumple todos los requerimientos para el tiempo que se aplican estas pruebas, más tarde en el año 2013 este conteo se convertiría en la base de la norma ISO 12110 [8] para materiales sometidos a cargas de amplitud variable.

El estudio de la fatiga de materiales ha dado lugar a una gran área de investigación la cual hoy en día principalmente trata temas como el desarrollo de nuevas teorías y dispositivos que ayuden a comprender el comportamiento de este fenómeno bajo circunstancias especiales, con el fin de mejorar el diseño de piezas o el empleo de éstas para garantizar la seguridad de los componentes que los contengan.

En los últimos años han realizado investigaciones utilizando máquinas las cuales tienen un alto rango de operación de cargas dinámicas, que pueden reproducir esfuerzos específicos como es el caso de la investigación de (Fizka y Mayer, 2015) [9] en la que utilizaron máquinas de fatiga ultrasónicas y servo-hidráulicas para probar aleaciones de aluminio 2024- T351, mientras que Backe [10] utilizó una máquina de fatiga ultrasónica para la caracterización microestructural de la fibra de carbono reforzada a muy altos regímenes de fatiga.

1.2 Principio de funcionamiento de las máquinas de fatiga

Existe una gran cantidad de máquinas para la fatiga de materiales y esto implica que los esfuerzos a los que están sujetos las probetas sean distintos o combinados en algunos casos, es por esto que existe una clasificación de acuerdo al tipo de esfuerzo que éstas realizan [6].

Las cargas con las que trabajan las máquinas de fatiga son: esfuerzo axial, flexión, torsión alternante y esfuerzos combinados.

1.2.1 Fatiga axial

En esta máquina, la probeta es sometida a un esfuerzo uniforme a través de su sección transversal, y en esta sección la máquina debe de ser capaz de aplicar una fuerza mayor a las flexiones estáticas para alcanzar el mismo esfuerzo. Estas pruebas se pueden aplicar tanto a pruebas de amplitud variable o constante, variando la fuerza que transmite el actuador como se aprecia en la figura 1.7.

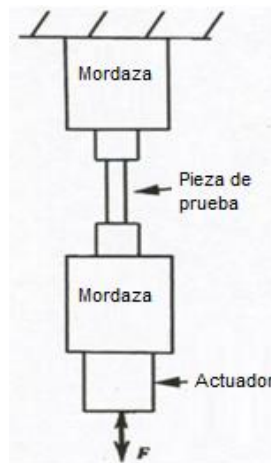


Figura 1. 7 Máquina de fatiga con carga axial [11]

Shirani & Härkegård [11] realizaron pruebas de fatiga con cargas axiales en las cuales las muestras fueron probadas con una frecuencia de 10 Hz y cuatro calibradores de tensión fueron agregados a cada muestra para registrar la deformación a lo largo del perímetro.

Una de las desventajas en esta prueba es que resulta difícil aplicar cargas axiales exactas sin excentricidad y esto puede ser un factor para obtener menores valores de resistencias ya que las cargas excéntricas superponen momentos de flexión sobre las cargas axiales. La principal ventaja de la prueba axial es su capacidad para aplicar cualquier combinación de esfuerzos medios y alternativos.

1.2.2 Sistemas de flexión

Los sistemas de fatiga por flexión trabajan con cargas invertidas (tensión-compresión) como se aprecia en la figura 1. 8. Las barras o ejes pueden ser rotativos o no rotativos y dependiendo de su aplicación o estudio estos ofrecen ventajas y desventajas.

La máquina rotativa de flexión en voladizo es una máquina de amplitud constante y momento de flexión no uniforme a lo largo de la longitud de la muestra, en la cual en un extremo está sujeto a una rotación por parte de rodamientos e impulsado por un motor, mientras que en el otro extremo se tiene una carga constante determinada.

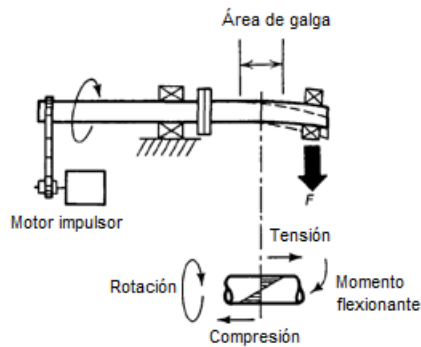


Figura 1. 8 Máquina de fatiga a flexión

Estos sistemas son muy eficientes con cargas de amplitud constante ya sea con o sin variación por bloques. En caso de que se requiera reproducir un espectro con cargas dinámicas de amplitud variable, se requeriría de un actuador ya sea neumático o hidráulico, el cual le demandaría gran fuerza y velocidad al sistema, para deformar y reproducir el espectro deseado en la probeta, lo cual representa un costo bastante elevado por el sistema de enfriamiento del pistón.

1.2.3 Sistemas de torsión

En estas pruebas se aplica un torque a lo largo de la muestra, la cual en la mayoría de las veces es cilíndrica. Las probetas pueden estar sujetas en voladizo como se aprecia en la figura 1.9 lo cual da la posibilidad de estudiar cargas dinámicas con ciclos fluctuantes o totalmente invertidos ya que si se aplica un par de esfuerzos de torsión esta tendría un esfuerzo totalmente invertido. Estos sistemas se utilizan para el estudio de fatiga por torsión en flechas de potencia.

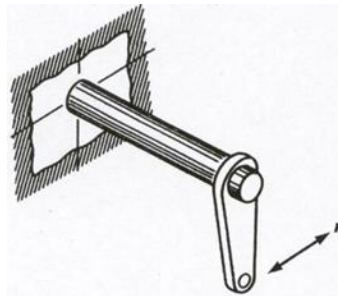


Figura 1. 9 Torque aplicado a una probeta de sección cilíndrica circular [10].

1.3 Tipos de accionamiento de máquinas de fatiga

Las máquinas de fatiga se clasifican de acuerdo al modo de accionamiento como: hidráulico, neumático o por resonancia.

1.3.1 Máquinas servo-hidráulicas

Estas máquinas son particularmente adecuadas para el control de pruebas de fatiga. La desventaja de estos componentes son su precio y la cantidad de horas de funcionamiento ya que estas máquinas pueden tardar varios días incluso semanas para llegar a la fractura de algún material.

Las máquinas servo-hidráulicas trabajan con un actuador hidráulico, este le transmite esfuerzos fluctuantes en el tiempo a la probeta para así producir fatiga en el material, dichos esfuerzos producen deformaciones las cuales se miden por medio de una galga extensométrica. Estas máquinas son capaces de reproducir un espectro de carga registrado, con variaciones en tensión-tensión o compresión-tensión.

Las máquinas de fatiga hidráulica, cuentan principalmente con un sistema de control el cual registran y reproducen las señales de carga deseadas y sistemas de transmisión de potencia por medio del actuador y la servo-válvula.

En la figura 1.10 se observa el modelo con el cual trabajan las máquinas de fatiga con un sistema hidráulico, teniendo un espectro de carga registrado, este se reproduce en un generador de señal de entrada, este junto con las señales de carga y deformación que actúan sobre la probeta (señales de la galga extensométrica y de la celda de carga), llegan a un amplificador diferencial para posteriormente controlar el flujo de fluido mediante una servo-válvula. Por medio de un sistema de bombeo el actuador de carga recibe la fuerza la cual es controlada mediante la servo-válvula.

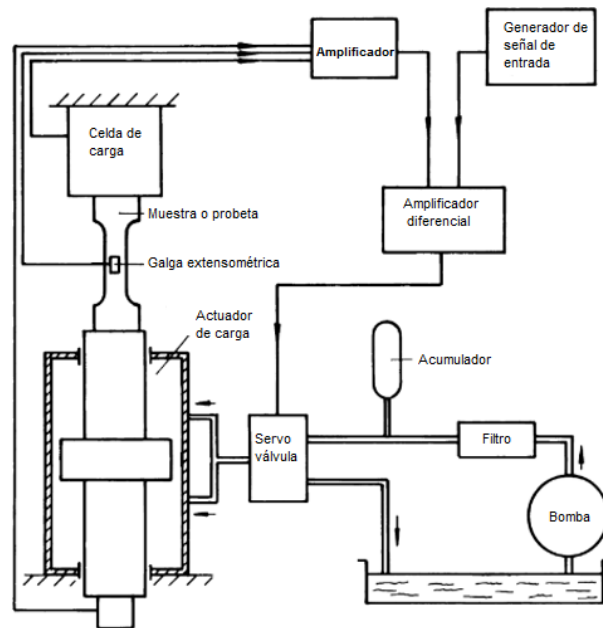


Figura 1. 10 Máquina de fatiga hidráulica [14]

Estas máquinas son muy eficientes ya que pueden reproducir espectros de carga variados con una relación de esfuerzos ya sea negativo o positivo además de otorgar por lo general una presión constante de 20 MPa en casi todas las piezas que se deseen someter a la fatiga.

1.3.2 Máquinas neumáticas

Los dispositivos neumáticos de fatiga se utilizan principalmente en entornos de laboratorio o entornos muy limpios, son dispositivos de pequeña capacidad estos sistemas cuentan con una excelente capacidad de reproducir espectros de carga y un mantenimiento sencillo.

El principio de operación es similar al sistema de las máquinas servo-hidráulicas. En la figura 1.11 se observa un sistema de fatiga por accionamiento neumático, este utiliza aire comprimido el cual alimenta al actuador, el aire llega a una servo-válvula y esta regula el flujo de aire. La servo-válvula utiliza un mecanismo de cojinete neumático el cual reduce la fricción y mejora el rendimiento de control. El control se realiza por medio de un amplificador de potencia que va conectado a la servo-válvula la cual deja pasar el flujo de aire de acuerdo a la carga que se reproduzca en el controlador.

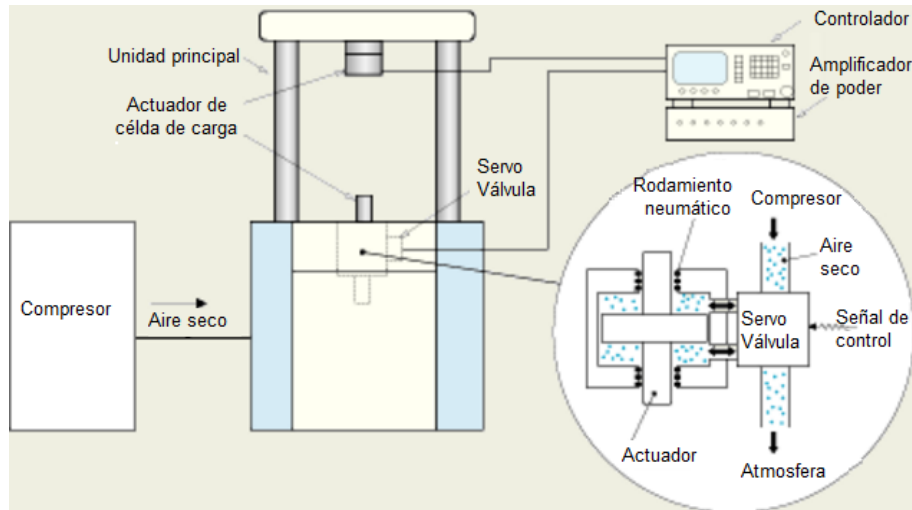


Figura 1. 11 Máquina de fatiga neumática [15].

1.3.3 Máquinas de resonancia

Las máquinas de resonancia tienen una gran aceptación dentro de la fatiga de materiales ya que estos tienen cargas considerables y reducidos tiempos de operación, por lo cual las pruebas son desarrolladas a mayores frecuencias y el costo de operación se reduce considerablemente.

Dentro de la clasificación de estas máquinas existe una subdivisión en base a sus modos de trabajo los cuales pueden proporcionar cargas constantes o variables con determinadas frecuencias de operación McKeighan & Ranganthan [1] subclasifica estas máquinas como:

- Sistema generador de ruido
- Sistema de ultrasonido
- Sistema de vibración forzada

Los sistemas de vibración auditiva trabajan con grandes amplitudes de frecuencias las cuales pueden variar para producir espectros de cargas de fatiga de amplitud variable en las piezas. Para generar la amplitud deseada se utilizan sirenas acústicas, ya que estas ofrecen una frecuencia discreta, facilidad de operación, economía, y facilidad de adaptación.

La figura 1.12 muestra un dispositivo para pruebas de fatiga utilizando un sistema generador de ruido.

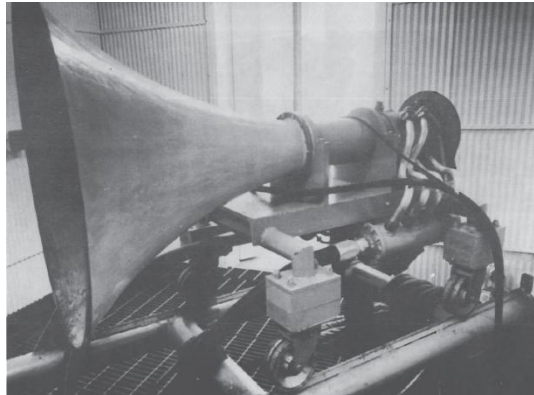


Figura 1. 12 Máquina de fatiga por resonancia auditiva [12].

El modo de operación de estos dispositivos consiste en una bocina y una muestra o material de prueba, el cual se coloca encima o frente a la bocina como se muestra en la figura 1.13. El control de intensidad se realiza por medio de la bocina (sirena acústica) que regula el flujo de aire para realizar la prueba de fatiga requerida [12].

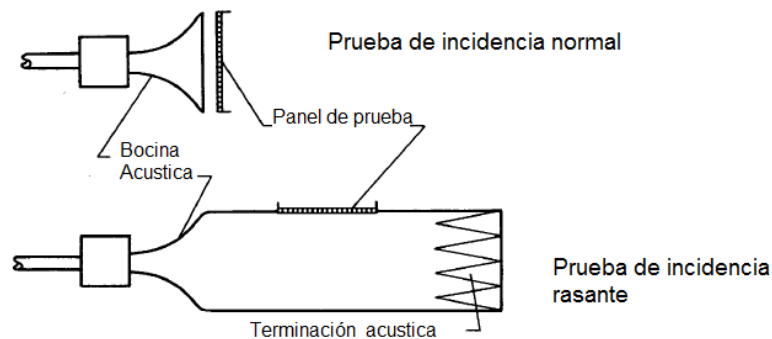


Figura 1. 13 Pruebas en máquinas de fatiga de resonancia auditiva [12].

Los sistemas de resonancia ultrasónica se emplean para probar materiales de pequeñas dimensiones que pueden estar sujetos a cargas dinámicas de amplitud variable y/o constante con un rango de 2 a 20 kHz, por lo que se caracterizan como sistemas de alta y muy alta frecuencia. Las ventajas que ofrecen estos sistemas es su facilidad de control, ya que se pueden disponer de pulsos crecientes y decrecientes en un intervalo de tiempo pequeño para aplicados secuencialmente.

Las máquinas ultrasónicas, consisten en un generador de señal conectado a un actuador piezoeléctrico, este convierte las señales eléctricas a vibraciones mecánicas para así realizar las pruebas de fatiga. Este sistema utiliza una cornamenta para amplificar los desplazamientos que realiza el amplificador de presión y permitir la conexión entre el sistema de resonancia y la probeta [16].



Figura 1. 14 Pruebas de fatiga por resonancia ultrasónica [16].

La figura 1.14 muestra el sistema de operación de las pruebas de fatiga con sistemas de ultrasonido mientras que la figura 1.15 su diagrama de interconexión. Para medir el esfuerzo aplicado en la probeta se utiliza una galga extensométrica en medio de la muestra, para medir la temperatura de la probeta, se utiliza un pirómetro y una cámara termográfica mientras que los láseres permiten el seguimiento del comportamiento mecánico de la probeta durante las pruebas de fatiga.

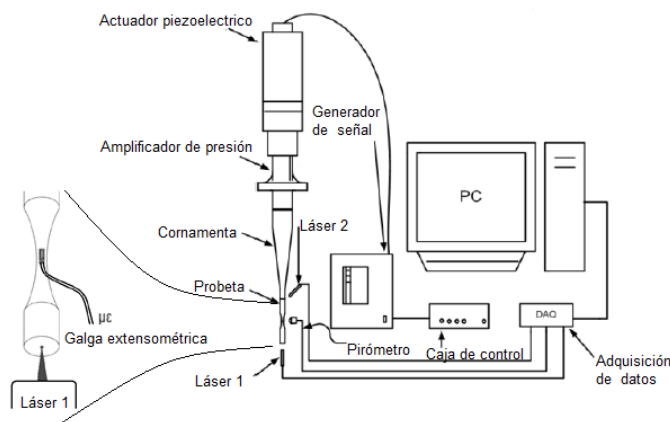


Figura 1. 15 Diagrama de interconexión de una máquina de fatiga por resonancia ultrasónica [17].

Los dispositivos de vibración forzada a menudo se utilizan para el estudio de piezas que se emplean en campos marinos en los cuales trabajan con ciclos reversibles. Estos dispositivos tienen la ventaja de trabajar con altas frecuencias y otorgar grandes esfuerzos además de poder medir las deformaciones de la probeta en todo el transcurso de la prueba.

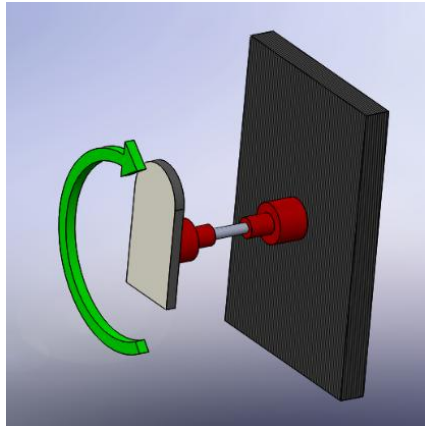


Figura 1. 16 Operación de una máquina de fatiga por vibración forzada.

En la figura 1.16 se muestra el principio de operación de una máquina de vibración forzada, en esta la fuerza necesaria para flexionar la probeta la otorga una masa excéntrica la cual gira a cierta velocidad y por medio de rodamientos solo se transmite el momento flexionante que otorga la rotación de la masa excéntrica, mientras que en su extremo contrario la probeta se encuentra fija.

Este sistema tiene la ventaja de ser muy económico, pero tiene la desventaja de solo trabajar con cargas dinámicas de amplitud constante ya que la masa y la frecuencia de rotación permanecen constantes.

En las figuras 1.17 y 1.18 se muestra un banco de pruebas para fatiga [13], en la cual se realizaron pruebas de fatiga de flexión con el sistema de vibración forzada.

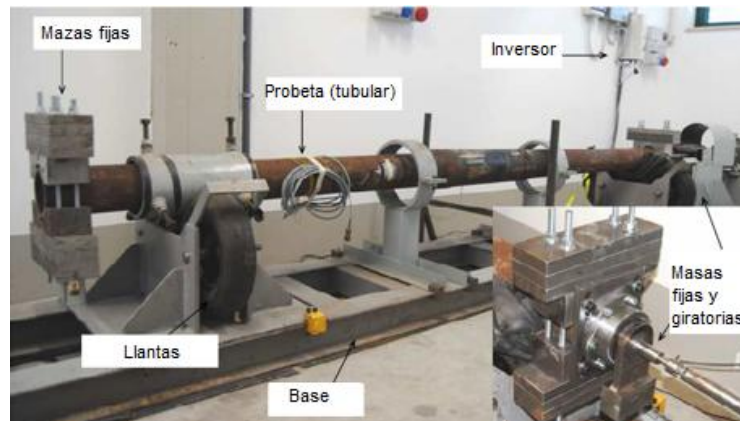


Figura 1. 17 Partes de un banco de pruebas de un sistema de vibración forzada [13].

Las pruebas se realizan sobre una tubería para la extracción de petróleo a escala real. En la figura 1.17 [13] se observan las partes que conforman este sistema como, masas fijas en un extremo para empotrar el ducto y una masa rotatoria excéntrica en su extremo contrario, llantas de automóviles y cauchos para amortiguar y evitar un descontrol en el sistema.

En la figura 1.18 se observa las cargas de flexión de la pipa obtenidas en ensayos experimentales con una trayectoria de deformación de 30 mm de diámetro, mientras que el en análisis numérico se muestra frecuencia de 30 Hz

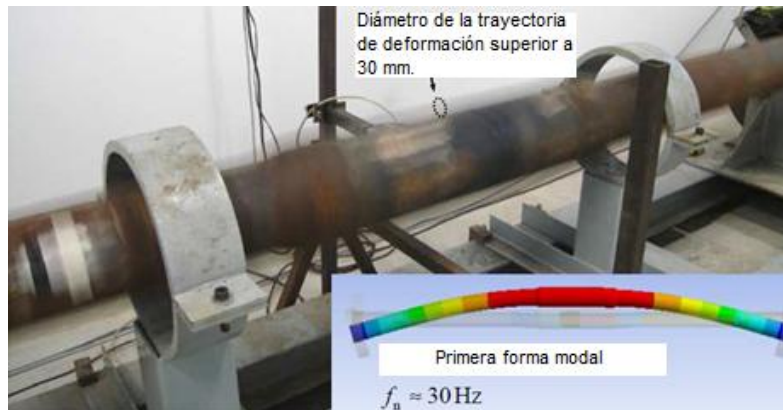


Figura 1. 18 Vibración durante la prueba [13].

En la figura 1.18 se muestra el ducto sometido a cargas de flexión con cargas de amplitud y mediante una máquina de vibración forzado. La pieza sometida a fatiga alcanza su primera forma modal a una frecuencia de 30 Hz.

1.3.4 Tendencia de las máquinas de fatiga de amplitud variable

En la actualidad existen muchas máquinas de fatiga, pero no existe un modelo universal o un modelo que involucre todos los modelos de fatiga existentes. Las pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable pueden caracterizarse como repeticiones de esfuerzos cíclicos, procesos semi-aleatorios o completamente aleatorios, algunas estructuras de carga no son completamente aleatorias en su naturaleza, sin embargo, son procesos semi-aleatorios en los que grandes cargas son agrupadas como las tormentas que están dispersas aleatoriamente a lo largo de una línea de resistencia a la fatiga todo el tiempo de prueba.

En la figura 1.19, muestra algunos ejemplos de estructuras de aeroplanos y barcos, la resistencia de estas depende la carga que se le aplique y estas cargas cambian de acuerdo a las estaciones del año ya que en temporada de huracanes o nevadas las condiciones ambientales son más severas y por lo tanto afectan más a los materiales [7].

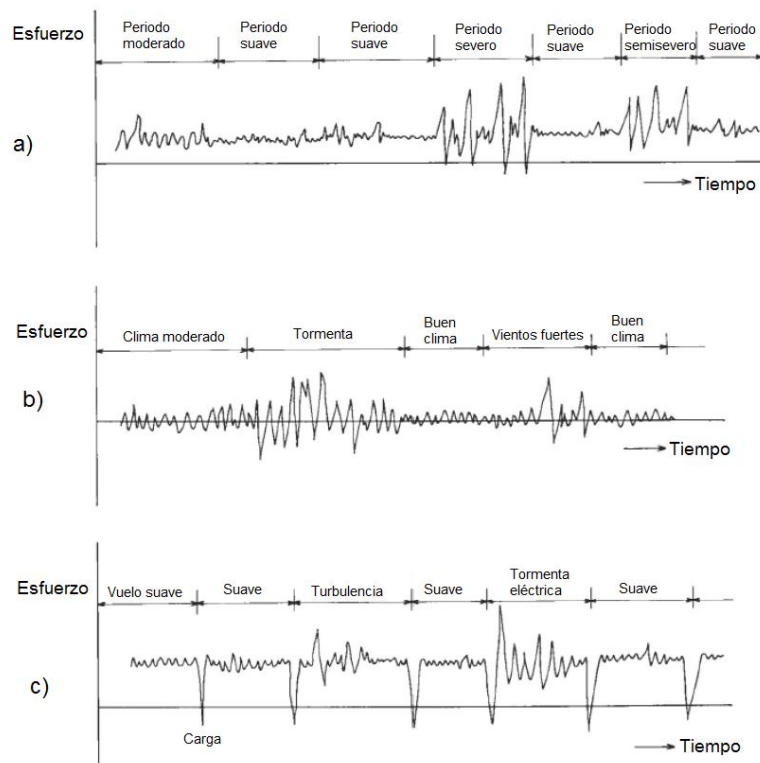


Figura 1. 19 Carga semi-aleatoria en diferentes periodos (viajes, meses, vuelos) para (a) en un caso general (b) un barco o estructura en alta mar, (c) un avión comercial. [2]

En la figura 1.19 se observan los espectros de carga de tres estructuras de los distintos medios de transporte. En a) se observa un caso general, en este sus esfuerzos son en su mayoría tensión-tensión y dependiendo de los periodos, ya sean severos, moderados o suaves, estos aumentan o disminuyen sus cargas. En b) se muestra una estructura de una embarcación marina sometida a cargas de fatiga, la cual está en tensión-compresión debido a las oscilaciones de las olas y dependiendo del clima, este aumenta o disminuye sus cargas. En c) se muestra el espectro de carga de un avión comercial que se encuentra en su mayoría de periodos de tiempo en tensión-tensión, solo entre cada aterrizaje se llega a un pico de compresión, de igual manera si existe una tormenta, turbulencias, nevadas etc., las cargas aumentan.

Las máquinas de fatiga se seguirán utilizando ya que no existe mayor certidumbre que la que se hace en una prueba experimental, si se tiene las condiciones y la instrumentación perfectamente controladas. Hoy en día las pruebas que mayormente se estudian son los ensayos con carga de amplitud variable, y aunque hay análisis numéricos que se acercan mucho a las pruebas estadísticas, éstas provienen de la experimentación.

Los dispositivos de fatiga con cargas de amplitud variable se diseñan teniendo un rango de esfuerzo y frecuencia de operación para así someter a la pieza o probeta a cargas de fatiga con un espectro deseado. Hoy en día se sigue utilizando la hipótesis de daño acumulado de Palmgren este método trata de reproducir esfuerzos de amplitud variable mediante esfuerzos fluctuantes constantes, es decir la probeta o pieza se somete a cargas de fatiga y estas cargas cambian cada determinado tiempo creando así bloques de esfuerzo distintos. Taheria y otros [14] utilizan este método en su análisis de fatiga del acero 350 WT.

En la figura 1.20 se observa la variación de las cargas, siendo S_{a1} la primera amplitud de esfuerzo en un tiempo n_1 , en S_{a2} el esfuerzo disminuye y se mantiene constante durante un tiempo n_2 y en S_{a3} el esfuerzo aumenta y se mantiene así durante un tiempo n_3 . Estos espectros constantes periódicamente se les llaman espectros de amplitud variable por bloques.

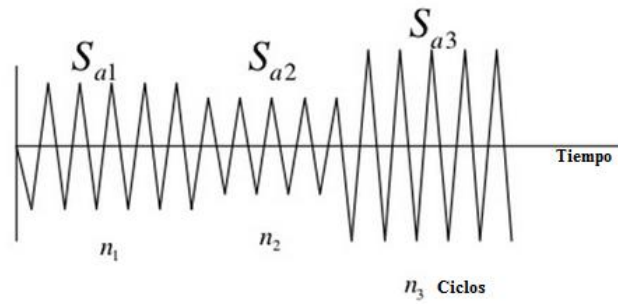


Figura 1. 20 Espectro de carga de un sistema de fatiga de ciclos interrumpidos [18].

Por otra parte, de acuerdo con Bruchhausen, Hähner & Fischer, [15] frecuentemente se utilizan sistemas ultrasónicos ya que estos trabajan a muy altas frecuencias.

Existen otras máquinas que trabajan con sistemas inerciales y aunque su accionamiento es hidráulico, éstas operan con precargas las cuales proporcionan cargas de fatiga a flexión por medio de dos masas que inducen cargas inerciales para variar la amplitud de carga, en la figura 1.21 se observa un ejemplo de este tipo de máquinas.

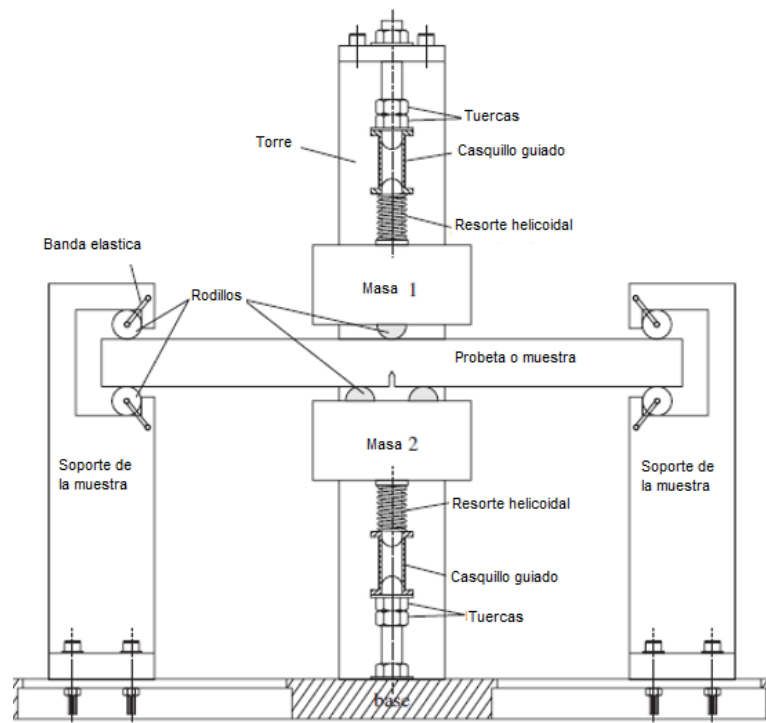


Figura 1. 21 Máquina de fatiga a flexión con resortes helicoidales y masas inerciales [16].

La figura 1.21 muestra una máquina de flexión con resortes helicoidales y masas inerciales, esta máquina funciona por medio de un actuador hidráulico el cual le proporciona una carga a la probeta, pero debido a que esta carga es bastante débil para producirle un daño, se utilizan un par de masas para aumentar la carga por medio de su inercia. Las masas se encuentran por debajo y encima de la probeta la cual esta simplemente apoyada sobre estas masas, unida a estas se encuentran los resortes helicoidales que se utilizan para proporcionar una mayor variación de carga en la probeta.

Las desventajas de estas máquinas son el control del sistema, el cual no es exacto a causa de las cargas inerciales que se generan con el mismo movimiento de sus componentes, y el costo ya que éstas deben tener una gran precisión en el maquinado de sus piezas y probetas.

Así como estas máquinas para aplicar cargas dinámicas de amplitud variable, existen muchas otras las cuales son sistemas limitados en cuanto a su control y operación. Algunas de éstas tienen un sistema de transmisión de bandas para variar su amplitud, lo cual puede hacerlas costosas, poco eficientes y voluminosas.

La mayoría de las máquinas tienen el principio de accionamiento hidráulico, neumático, o de resonancia, sólo se le agregan ciertos dispositivos para hacerlas más eficientes.

1.4 Conclusión del estado del arte

El estudio de la fatiga es y ha sido transcendental, ya que debido a esto se ha desarrollado, tecnología, normas y teorías las cuales ayudan a tener materiales y piezas más resistentes a las cargas que proporcionan fatiga en los materiales.

Por otra parte, los nuevos desarrollos de dispositivos de fatiga tienden a reproducir espectros de carga de amplitud variable en piezas que requieren una vida infinita o superior al millón de ciclos.

Actualmente se realizan investigaciones con pruebas de fatiga de alto ciclo como es el caso de Bertini, Santus, Boulet, Leclerc, & Desmazures [13], o Bruchhausen, Hähner & Fischer [15], para

el estudio de piezas que son utilizadas en la industria y requieren un parámetro de seguridad en base a los esfuerzos a las que son sometidas estas piezas.

Bertini, Santus, Boulet, Leclerc, & Desmazes, 2012 [13], realizaron pruebas de vibración forzada a una velocidad angular no mayor a los 30 Hz por lo cual tomando en cuenta estas referencias se propone diseñar la máquina con una velocidad angular no mayor a 16.6 Hz.

1.5 Objetivo

Diseñar y construir un dispositivo para pruebas de fatiga en flexión de alto ciclo con cargas dinámicas de amplitud variable.

1.6 Alcances

- Construir un banco de pruebas para fatiga de materiales bajo cargas dinámicas de amplitud variable.
- Realizar pruebas con cargas dinámicas en la amplitud constante en el banco experimental propuesto.

1.7 Limitaciones

Someter a pruebas de fatiga a materiales isotrópicos con perfiles redondos (probetas tipo huso de perro) en un dispositivo fatiga en flexión limitado a las normas ASTM E 406-46 y E468 -90. De igual manera las cargas tendrán un límite de fuerza centrífuga por debajo al límite de resistencia a la tensión del material seleccionado.

1.8 Justificación

La fatiga es un fenómeno que se encuentra en todas las partes móviles de sistemas mecánicos y también en aquellas que soportan a estos sistemas móviles, como bastidores de máquinas o

rieles de ferrocarril. Se trata de un fenómeno no-lineal, ya que no se puede extrapolar el valor de la falla de un material con un alto número de ciclos, a un bajo número de ciclos. La manera más exacta de predecir las fallas por fatiga con cargas dinámicas de amplitud variable es de forma experimental.

Hoy en día, los datos que se tienen sobre materiales expuestos a cargas de amplitud variable son escasos y solo algunos de estos materiales tienen una curva de comportamiento estadístico. Desafortunadamente, hoy en día no existe una normalización concreta en las pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable ya que para esto se necesita entender claramente todas las variables que intervienen en el resultado de las pruebas, como se reporta por McKeighan & Ranganathan [1].

En la actualidad, se realizan nuevos métodos para el estudio de la fatiga con cargas de amplitud variable. La flexión, es uno de los más predominantes modos de carga en muchas aplicaciones como en alambres, ductos, barras circulares etcétera, y es por esto que ocurre en general en los campos industriales modernos como el caso del eje de los motores eléctricos y los ejes de los piñones de los motores, en cables eléctricos aéreos y en el desajuste de las bases de las turbinas, entre otros.

Peng y otros [16] indican que hoy en día hay muchas investigaciones acerca de la fatiga y prioritariamente en su principal modo de presentarse. Sin embargo, los estudios en los modos de flexión y torsión son todavía insuficientes especialmente en fatiga por flexión. Es por esto que se requiere realizar investigaciones y prioritariamente en fatiga por cargas en flexión.

Actualmente en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) se realizan investigaciones sobre fatiga, pero no se tiene una máquina con la cual se pueda realizar experimentación para observar el comportamiento de los materiales bajo cargas de amplitud variable.

CAPÍTULO II

2 Marco teórico

En este capítulo se presenta una breve introducción de los conceptos básicos de fatiga, poniendo un especial énfasis a los sistemas de amplitud variable, así como las ventajas que ofrecen las máquinas de fatiga con respecto a otras.

2.1 Conceptos básicos

El término fatiga se introdujo de manera oficial en el año de 1964 por la Organización Internacional de Estandarización que se llevó a cabo en Ginebra [3], de donde se desprenden algunas definiciones de fatiga, como de Bolotin [4] en donde el término fatiga de materiales y componentes estructurales significa el daño y fractura debido a las repeticiones cíclicas aplicadas al esfuerzo, e incluso la que provee RAE [5] en el cual el término fatiga es la pérdida de la resistencia mecánica de un material al ser sometido largamente a esfuerzos repetidos.

Existen cargas dinámicas constantes las cuales su amplitud o carga no cambia en todo el transcurso del tiempo, o cargas dinámicas variables en las cuales su carga puede cambiar periódicamente o alternativamente.

Budynas 2008 [17], presenta que las pruebas de fatiga pueden ser clasificadas como pruebas dinámicas de bajo o alto ciclo en las cuales la probeta o pieza falla en ciclos de esfuerzo menores o mayores a mil ciclos, como lo muestra la figura 2.1.

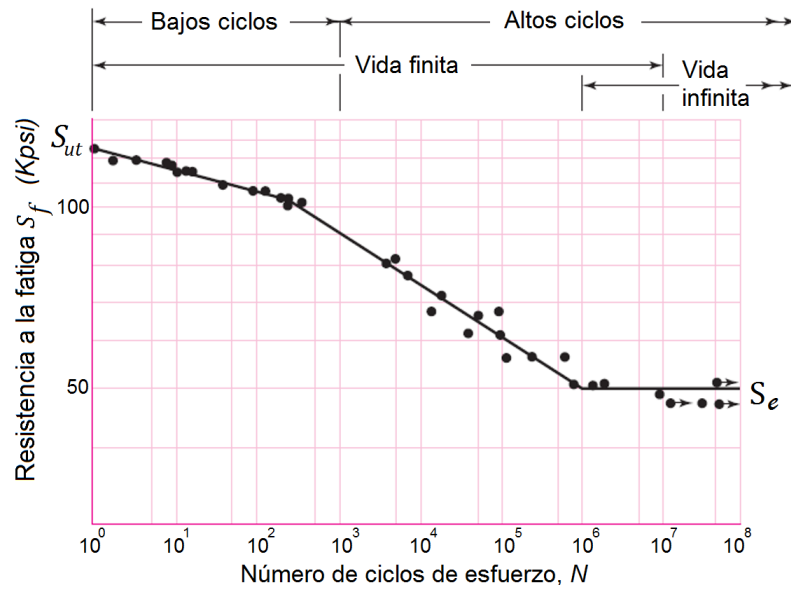


Figura 2. 1 Pruebas de fatiga de alto y bajo ciclo [17].

En la figura 2.1 se muestra un ejemplo de la curva (S-N) esfuerzo-vida de un material el cual empieza con una fractura en un ciclo, es decir con su esfuerzo último a la tensión (S_{ut}). Sometiendo a pruebas de fatiga a varias probetas con sus mismas características se grafica la curva esfuerzo vida en donde se otorgan esfuerzos constantes y se observa el tiempo en que tarda la probeta en fracturarse (vida finita), en la misma figura los puntos indican fractura del material. Así mismo en la figura se observa el límite de resistencia a la fatiga (S_e), esto indica el límite de esfuerzo al cual la probeta no se romperá (vida infinita), en la figura se presentan puntos con flechas apuntando hacia la derecha esto indica que la probeta no llegara a la fractura, por más tiempo que dure la prueba.

Los modelos de falla por fatiga son, mecánica de fractura lineal elástica (LEFM), deformación vida (ϵ -N) y esfuerzo vida (S-N). El modelo esfuerzo vida es el más utilizado, por su gran impacto en la industria. Los modelos de deformación vida se utilizan en menor medida ya que estos se emplean en fatiga de bajo ciclos, mientras que los modelos de fractura lineal elástica son utilizados en el campo de la investigación ya que se trabaja sobre una grieta existente y se trata de predecir su crecimiento con respecto a la intensidad de esfuerzo.

La resistencia a la fatiga S_f es un dato estadístico en el cual se indica en qué número de ciclos el material falla con cierta carga establecida, ya sea en una prueba numérica, estadística o experimental, mientras que el límite de resistencia a la fatiga S_e cómo se mostró en la figura 2.1 es el valor límite del esfuerzo al que el material llegará sin sufrir de una fractura aunque el número de ciclos sea infinito y por lo tanto valores de esfuerzo menores a este límite tendrán una vida infinita.

Se utiliza la relación del esfuerzo de resistencia a la fatiga con respecto al esfuerzo último a la tensión (S_f/S_{ut}), para normalizar los esfuerzos en distintos tipos de materiales, es decir llevar al mismo porcentaje de esfuerzos de un material a otro.

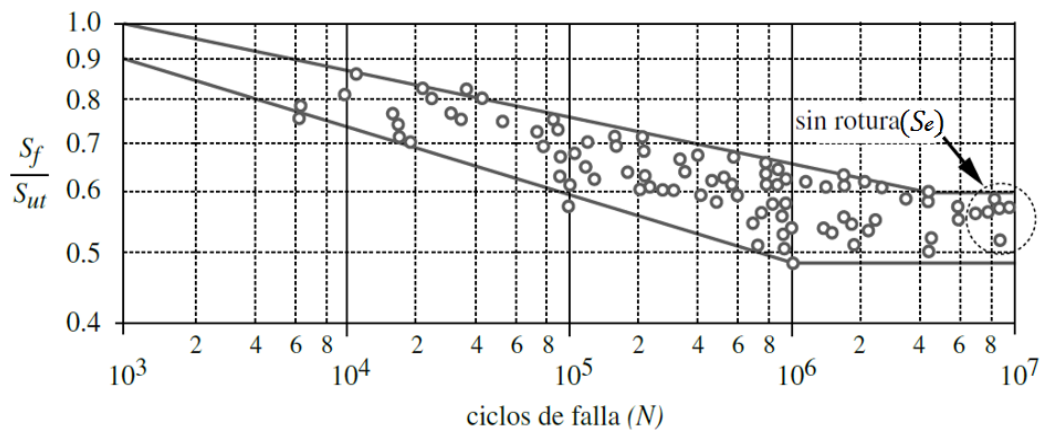


Figura 2. 2 Ejemplo relación de esfuerzos a la fatiga [7].

La figura 2.2 muestra una gráfica esfuerzo vida de un material, esta tiene en su abscisa el número de ciclos a los que está sujeta la prueba y en su ordenada la relación de esfuerzos a la fatiga, la cual se presenta de 0.4 a 1, cuando este valor es 1 la resistencia a la fatiga es igual al esfuerzo último a la tensión.

2.1.1 Esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes describen la forma, magnitud y dirección de esfuerzos de fatiga, estos tienen ciertas relaciones involucradas las cuales ayudan a comprender e identificar con qué tipo de prueba se está trabajando. En las relaciones de esfuerzo se encuentran, la relación de amplitud, esfuerzos medios y esfuerzos de amplitud.

La relación de amplitud, es la relación que existe entre el esfuerzo mínimo y el esfuerzo máximo en una prueba de fatiga. Con esta relación, se puede describir con sólo su símbolo (negativo o positivo), con qué tipo de prueba se está trabajando, ya que un (R) negativo indica una prueba tensión-compresión (comúnmente prueba de flexión rotativa), mientras que un (R) positivo indica pruebas con cargas a tensión-tensión, en la ecuación 2.3 muestra esta relación.

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.1)$$

En las figuras 2.4, 2.5 y 2.6 muestran esfuerzos máximos ($\sigma_{\max}$), esfuerzos mínimos ($\sigma_{\min}$), amplitud de esfuerzos (σ_a), esfuerzos medios (σ_m) y relación de amplitud de esfuerzos (R). El esfuerzo máximo ($\sigma_{\max}$) muestra el máximo pico de esfuerzo que se puede tener en una prueba de fatiga es decir el pico máximo que se tiene por encima del eje neutro. El esfuerzo mínimo es valor pico que se acerca más a los valores que se encuentran por debajo del eje neutro. La amplitud de esfuerzos (σ_a) es el valor medio absoluto que se tiene entre el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo (ecuación 2.3). El esfuerzo medio (σ_m), es el valor medio de la suma del esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo, en la ecuación 2.2 se observa este tipo de esfuerzo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.2)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (2.3)$$

En la figura 2.3 se presentan los registros de esfuerzos fluctuantes en el tiempo en 2.3a se muestran los esfuerzos alternantes pero no uniformes, ya que si se observa detalladamente el comportamiento del esfuerzo con respecto al tiempo no es repetitivo ya que aunque los picos son de la misma magnitud en tensión y compresión algunos de estos se acortan o se alargan en el tiempo en que se aplican estas fuerzas, mientras que en 2.3b hay esfuerzos con diferentes magnitudes en tensión y compresión.

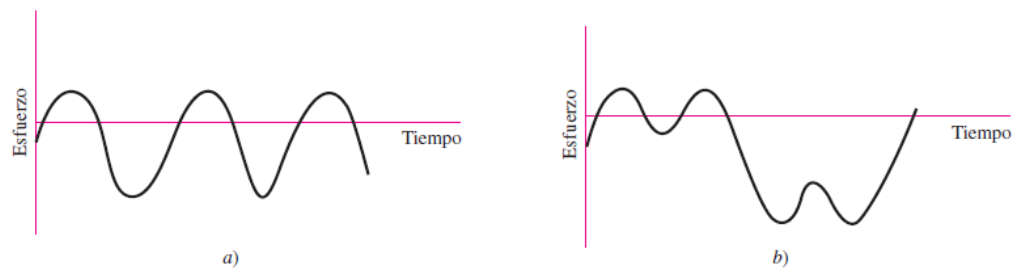


Figura 2. 3 Registros de esfuerzos fluctuantes [17].

En la figura 2.4 se observa una gráfica con esfuerzo fluctuante sinusoidal de una máquina de fatiga con carga axial, en esta gráfica se presentan los picos de esfuerzo A, B, C y D y junto a esta gráfica, se muestra el comportamiento de la probeta cuando pasa por cada pico. En el pico A la probeta se encuentra en una tensión máxima, mientras que en el pico B la probeta de igual manera está sujeta a un esfuerzo de tensión, pero menor que el pico A, los picos C, D y posteriores son repetitivos y estos otorgan fatiga en la probeta.

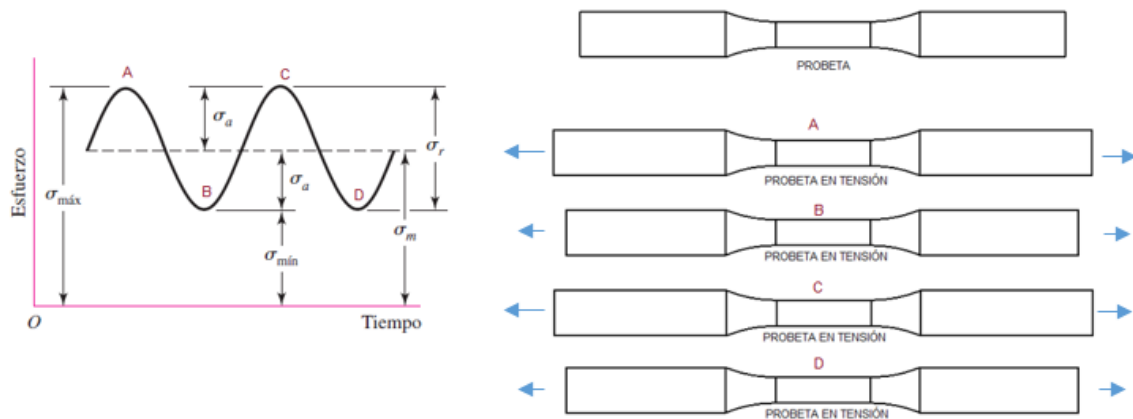


Figura 2. 4 Esfuerzos fluctuantes en tensión-tensión [17].

La gráfica de la figura 2.4 presenta un esfuerzo máximo y mínimo positivo, por lo que la relación de amplitud de esfuerzos es positiva, lo cual indica que se trata de una prueba de tensión- tensión, el esfuerzo medio tiene una amplitud elevada por lo que la prueba puede concluir con un tiempo menor, ya que si existe una grieta esta se puede abrir con mayor facilidad.

En la figura 2.5 se presenta un esfuerzo fluctuante repetido, este esfuerzo lo puede proporcionar de igual manera una máquina con carga axial en la que la probeta o pieza puede

estar sujeta a un esfuerzo de tensión (pico A) para posteriormente dejar sin carga a la probeta (pico B) y seguir esta secuencia (picos C, D, etc.), para la fatiga del material.

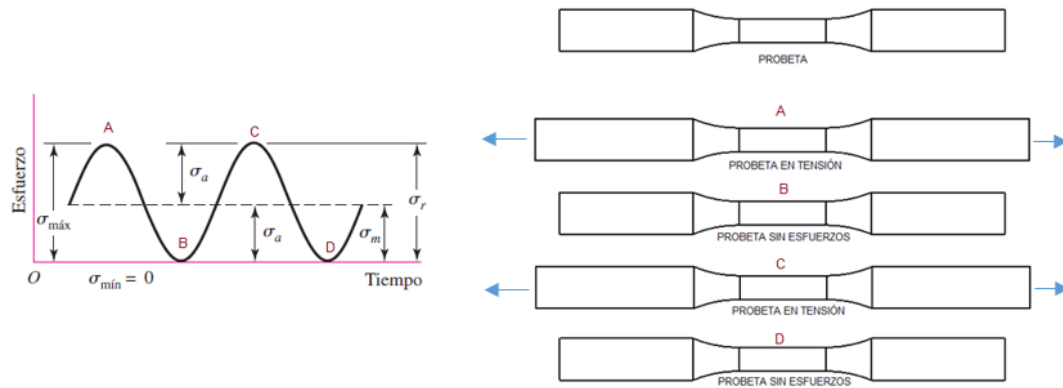


Figura 2. 5 Esfuerzos fluctuantes en tensión –esfuerzo cero [17].

La figura 2.5 presenta un esfuerzo mínimo igual a cero y un esfuerzo máximo positivo por lo que la relación de esfuerzos es cero lo cual indica que se trata de una prueba de tensión con un esfuerzo medio igual a la amplitud de esfuerzo.

En la figura 2.6 se observa un esfuerzo sinusoidal completamente invertido este esfuerzo lo proporciona una máquina de fatiga rotativa ya que en cada rotación se van alternando las cargas tanto de tensión como de compresión, teniendo una tensión en B y una compresión en D.

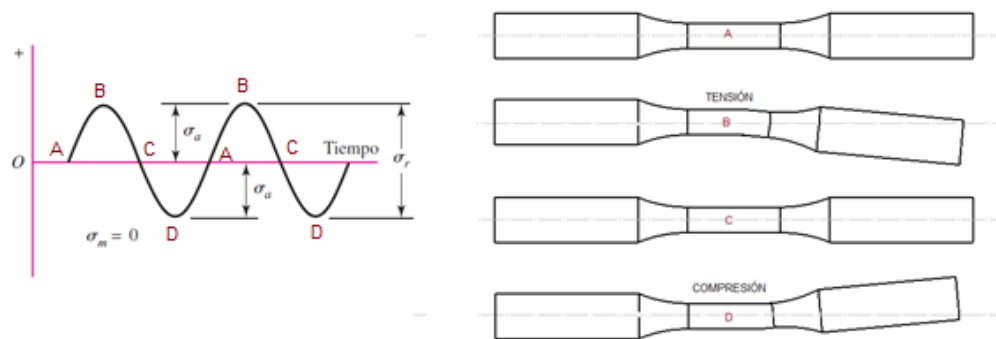


Figura 2. 6 Esfuerzos fluctuantes en tensión y compresión [17].

La figura 2.6 presenta un esfuerzo máximo positivo y un esfuerzo mínimo negativo por lo que su relación de amplitud es negativa, el esfuerzo medio es cero por lo cual se tiene un esfuerzo tensión-compresión de la misma magnitud.

2.1.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Como lo describe Budynas 2008 [17], los factores que modifican principalmente el límite de resistencia a la fatiga son el propio material, la manufactura, el entorno y el diseño. Tomando en cuenta todos estos factores se puede calcular el límite de resistencia a la fatiga. Estos cálculos comúnmente son usados cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga, por lo que se utiliza la ecuación de Marin la cual se presenta en la ecuación 2.4:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.4)$$

La ecuación 2.4 muestra todos los factores que intervienen en el límite de resistencia a la fatiga crítica S_e , en k_a intervienen los factores de superficie, es decir si el material que se está sometiendo a estas pruebas es rugoso laminado forjado etc., k_b indica el factor tamaño ya que hay más probabilidad de encontrar una muesca en una pieza o probeta de mayor tamaño, k_c presenta el factor de carga, k_d el factor de temperatura, k_e indica el factor de confiabilidad, k_f es el factor de efectos varios, como corrosión, recubrimientos, exposición a químicos etc., mientras que S'_e es límite de resistencia a la fatiga en viga rotativa. Los factores de Marin se muestran con más detalle en el anexo A.

Calculando todos los factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga, estos se multiplican como lo indica la ecuación 2.4 y se obtiene el límite de resistencia a la fatiga crítica.

2.1.3 Esfuerzos de flexión en piezas cilíndricas.

Como este trabajo se ha delimitado a someter a pruebas de fatiga a probetas cilíndricas en flexión, se tomará la ecuación de flexión en vigas la cual se indica en la ecuación 2.5 [7].

$$\sigma_f = \frac{M \cdot C}{I} \quad (2.5)$$

En la ecuación interviene el momento de flexión (M), el segundo momento de área (I) y la distancia del plano neutro al punto donde se somete la fuerza que actúa sobre la probeta (C). La figura 2.7 muestra el material sin carga en 2.7a y con carga en 2.7b en el que debido a la flexión una parte de la pieza se encuentra en tensión y la otra en compresión.

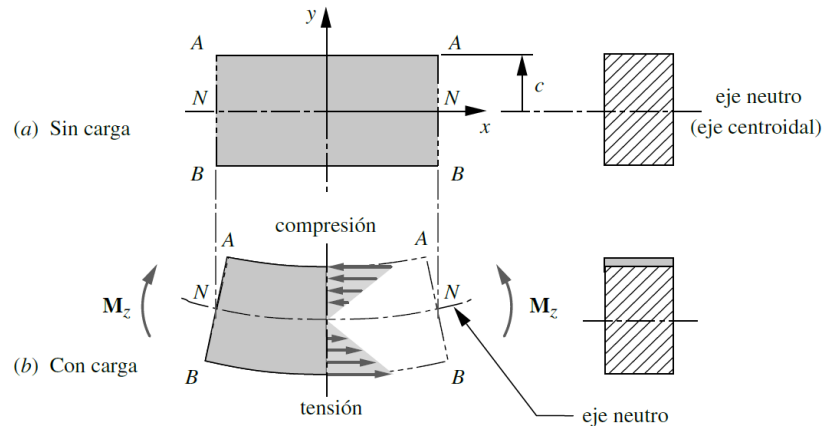


Figura 2. 7 Pieza sometida a flexión [7].

En la figura 2.7b se observa una barra la cual se somete a un esfuerzo de flexión positivo, la parte A-A de la barra se encuentra en compresión mientras que la parte B-B se encuentra en tensión, también se puede observar que a partir del eje neutro hacia la superficie las cargas aumentan ya se su tensión o compresión hasta llegar a la superficie del material.

2.1.4 Transmisión de potencia en ejes

Para transmitir el torque o par necesario para mover angularmente un dispositivo se requiere del momento polar de inercia (J) de la pieza que se requiere mover y su aceleración angular (α), en la ecuación 2.6 indica el producto de estos parámetros.

$$T = I\alpha \quad (2.6)$$

Para tener una potencia adecuada se requiere conocer el torque y la velocidad angular (ω) de estas piezas, la ecuación 2.7 muestra el producto de estos parámetros.

$$P = T\omega \quad (2.7)$$

2.1.5 Fuerza Centrífuga

Cuando se describe el movimiento de un cuerpo en un sistema de referencia en rotación este tiende a adquirir una fuerza centrífuga. En la figura 2.8 se observa la fuerza que ejerce la mano para permitir que la esfera no se aleje de su centro y la fuerza que ejerce la bola para alejarse del centro.



Figura 2. 8 Fuerza centrífuga de un cuerpo [18]

La fuerza centrífuga está compuesta por la masa que se encuentra en el sistema inercial, su radio y la velocidad angular al cuadrado a la que en que se encuentra todo el sistema [19].

2.2 Estimación de la fatiga de amplitud variable mediante esfuerzos equivalentes

En la investigación de Agerskov, se ha comprobado que la vida a de una probeta o pieza, es menor en pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable que en pruebas con amplitud constante [20] en la figura 2.9 se representa esto.

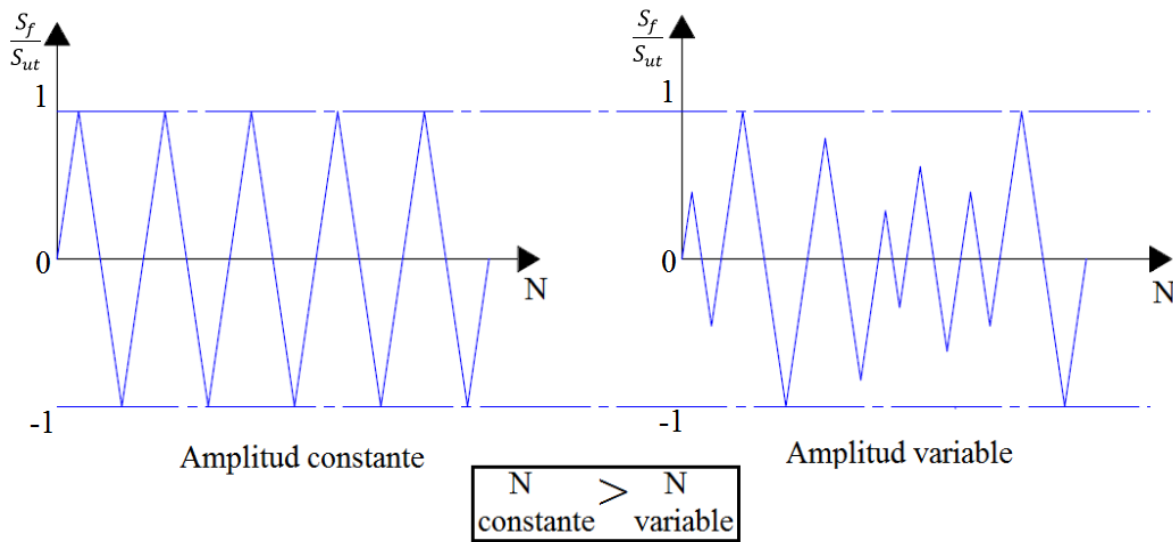


Figura 2. 9 Espectro de carga de amplitud constante y amplitud variable

La figura 2.9 muestra un espectro de carga de una prueba de amplitud constante y una de amplitud variable, en estas gráficas el límite máximo de esfuerzo se representa con una línea discontinua, en esta se observa que en la gráfica de amplitud constante siempre se trabaja con el límite máximo, mientras que con amplitud variable solo algunos picos llegan a trabajar con estos valores.

Si se toma en cuenta solo los valores de amplitud de esfuerzo, las probetas o piezas se romperían con mayor rapidez y se podría llegar a la conclusión que las cargas de amplitud constante otorgan una menor vida que las cargas de amplitud variable, pero si se realiza un análisis de esfuerzos equivalentes, es decir, tener una equivalencia entre picos de menor amplitud (cargas de amplitud variable), con respecto a picos de mayor amplitud (cargas de amplitud constante), se presenta una menor vida en el material o pieza que se somete a cargas de fatiga de amplitud variable con respecto a las cargas de amplitud constante.

En las figuras 2.10 y 2.11, se presentan un par de pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable y amplitud constante que se realizaron en aceros estructurales. En estas pruebas se graficaron los esfuerzos equivalentes de cargas de amplitud variable y constante para su comparación.

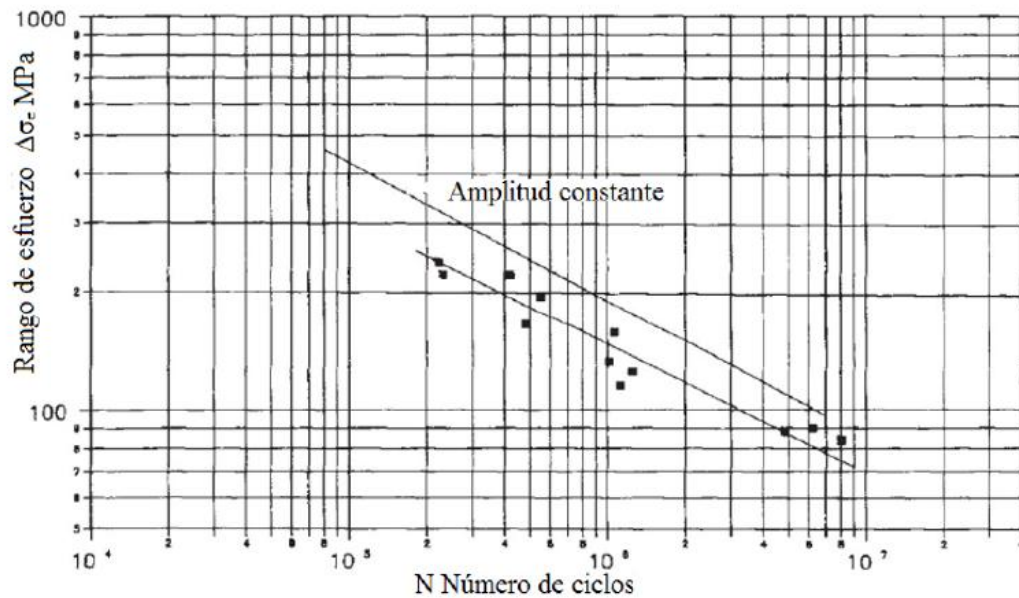


Figura 2. 10 Esfuerzos equivalentes en pruebas de amplitud variable con pruebas de amplitud constante de aceros estructurales convencionales [20]

La figura 2.10 presenta un par de curvas de regresión media de los ensayos de fatiga bajo cargas de amplitud variable (curva inferior) y cargas de amplitud constante (curva superior). En la prueba de amplitud variable se reprodujo el espectro BROAD 64 (Véase en anexo F), y se tomó en cuenta sus esfuerzos equivalentes para graficarlos junto a la prueba de amplitud constante.

Las pruebas que presenta la figura 2.10 se realizaron con probetas de placas pequeñas de acero estructural convencional, con un rango de esfuerzos de 80 a 300 MPa, y el rango de ciclos de falla de 100 mil y 10 millones de ciclos.

Los resultados de la gráfica de la figura 2.10, muestran claramente que, en pruebas de amplitud variable, las probetas presentan una vida menor que en pruebas de amplitud constante, esto tomando en cuenta la conversión de esfuerzos equivalentes de las pruebas de amplitud variable.

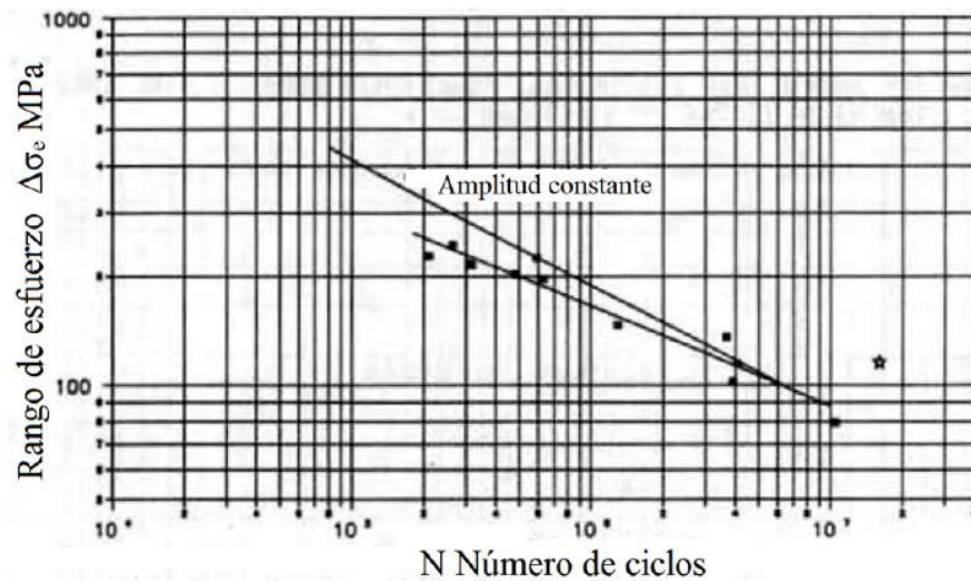


Figura 2. 11 Esfuerzos equivalentes en pruebas de amplitud variable con pruebas de amplitud constante de aceros estructurales convencionales de alta resistencia [20].

La figura 2.11 presenta los resultados obtenidos de las pruebas de fatiga, con cargas de amplitud constante (curva superior), y variable (curva inferior), realizadas en aceros estructurales convencionales de alta resistencia. Para realizar las pruebas de amplitud variable se reprodujo el espectro PMM064 (Véase en el anexo F) y al igual que la gráfica anterior, se realizó la conversión a esfuerzos equivalentes de amplitud constante para visualizar y comparar su resistencia a la fatiga en una misma gráfica.

En la gráfica de la figura 2.11 se observa una vida menor en cargas de amplitud variable con respecto a las cargas de amplitud constante solo después de los 4 millones de ciclos las pruebas tienden a igualarse.

En las anteriores pruebas experimentales, Agerskov [20] demuestra la diferencia que existe entre las pruebas de amplitud constante y variable en aceros estructurales convencionales, como se muestra en las figuras 2.10 y 2.11. En estas pruebas se observa la reducción de la vida de estos materiales con cargas dinámicas de amplitud variable.

2.3 Conteo de ciclos de amplitud variable

El objetivo del conteo de ciclos es reducir el historial de carga compleja en ciclos discretos que posteriormente se pueden utilizar para calcular la fractura del material. La certeza de estos métodos de predicción varía con respecto a las propiedades del material, ciclos de esfuerzo y el efecto de tensiones medias. Los métodos de conteo se presentan a continuación y según los valores que de tensión y compresión que se requiera contar, se selecciona el tipo de conteo [21].

- Conteo de picos
- Conteo de cruce de picos principales máximos
- Conteo de nivel de cruce
- Conteo de fatigómetro
- Conteo de rango
- Conteo de rangos principales

Para entender fácilmente estos conteos, se debe tomar en cuenta los esfuerzos fluctuantes, ya que cada en cada tipo de conteo solo se toma en cuenta la compresión, tensión, y/o un intercambio de estas en cada cruce.

2.3.1 Conteo de picos y conteo de cruce de picos principales máximos

En el conteo de picos se toma en cuenta todos los picos máximos por encima y por debajo del eje neutro. En la figura 2.12 se muestra el conteo de picos que van en creciendo en caso de estar por encima del eje neutro, mientras que los que están por debajo de este eje solo se cuentan los valores pico que van decreciendo.

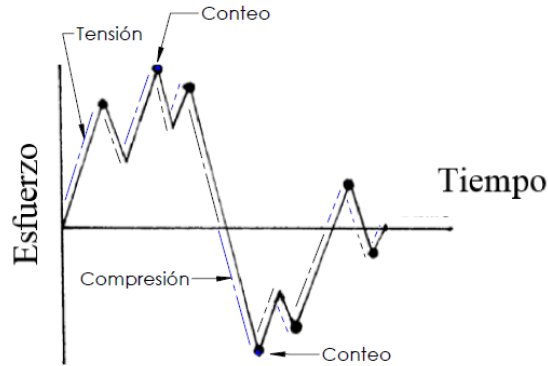


Figura 2. 12 Gráfica de conteo de picos [21]

En la figura 2.12 se observa la gráfica de conteo de picos, en este conteo se registran todos los valores máximos que se hallen por encima o por debajo del eje neutro es decir todos los valores pico de tensión o compresión.

En el conteo de cruce, a diferencia del conteo de picos, se cuenta únicamente el valor pico máximo de cada espectro que está por encima o debajo del eje neutro, como se aprecia en la figura 2.13.

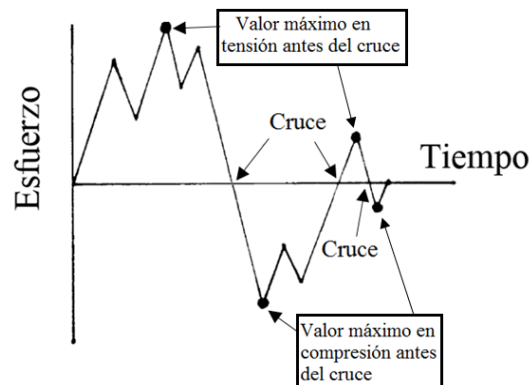


Figura 2. 13 Grafica de conteo de cruce de picos principales máximos [21]

2.3.2 Conteo de nivel de cruce y conteo de fatigómetro

En el conteo nivel de cruce se agregan valores de esfuerzo nominales, los cuales se cuentan si al material se le aplica una tensión (valor arriba del eje neutro), o una compresión (valor

debajo del eje neutro). En la figura 2.14a se observa el conteo de nivel de cruce, en este conteo se registran valores a partir de cada cruce es decir si el material pasa de una tensión a una compresión o viceversa y los valores se registran a partir del eje neutro.

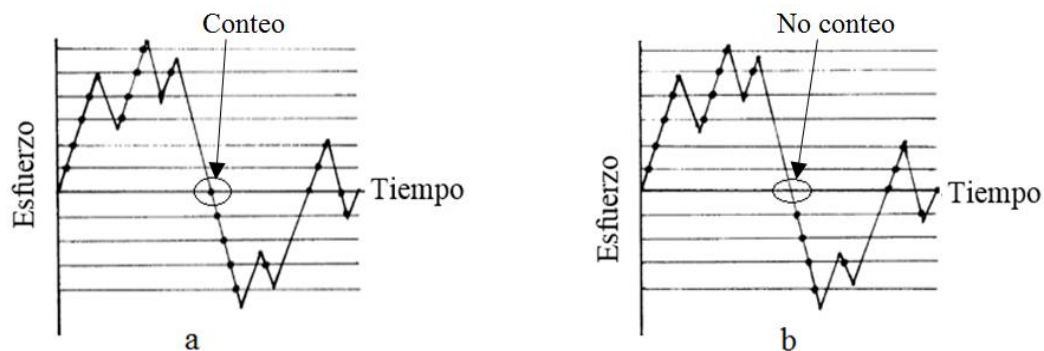


Figura 2. 14 Grafica conteo nivel de cruce a) y fatigómetro b) [24].

El conteo de fatiga, a diferencia del conteo de nivel de cruce, no se cuentan los valores de cruce del eje neutro a menos que se cruce de una posición por debajo del eje neutro (negativa) hacia una por encima de este eje neutro (positiva), es decir si el material pasa de una compresión a una tensión, sin embargo, si pasa de una posición inversa no se registran los datos, en la figura 2.14 b, se muestra que a diferencia de la 2.14 a, no se cuenta el primer valor de cruce del eje neutro.

2.3.3 Conteo de rangos y conteo de rango principales

En el conteo de rango se cuentan los rangos sucesivos entre pico y pico sin importar su dirección tipo de esfuerzo, cruce o amplitud que contenga en la figura 2.15 a, se muestra este conteo.

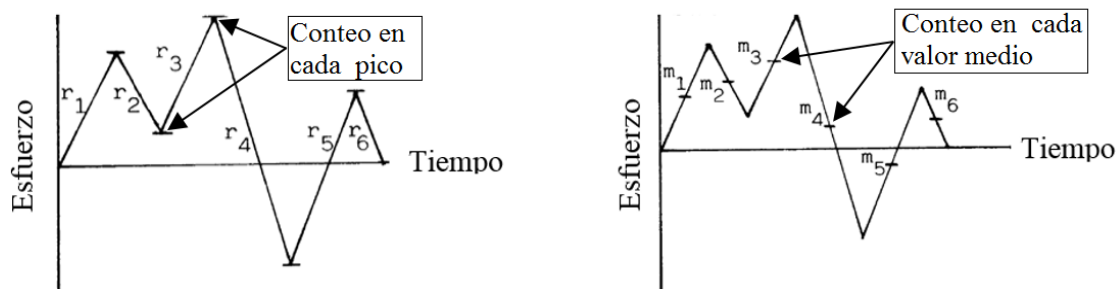


Figura 2. 15 Gráficas conteo de rangos a) y ejes principales b). [24].

En el conteo de rangos principales se cuentan únicamente los valores medios de las amplitudes de esfuerzo en la figura 2.15 b se muestra este tipo de conteo.

2.4 Método de conteo Rainflow

Este método es uno de los más utilizados y en el año 2013 fue la base para la estandarización de la primera norma ISO que corresponde pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable [8] la cual ha sido una herramienta para la predicción de vida de los materiales.

El conteo de Rainflow se grafica con el historial tiempo deformación e inicia en el punto cero-cero y sucesivamente en el interior de cada pico. Las gotas de lluvia (rain drops) se mantienen cayendo desde los aleros imaginarios hasta que una de las siguientes dos condiciones se cumpla [21]:

- El flujo inicia en un pico que gotea y finaliza ya que este frente a un pico mayor ya sea positivo o negativo según sea si se encuentra en un punto por debajo o por encima del eje medio.
- Se detiene el flujo cuando se encuentra un goteo que cae desde un alero.

En la figura 2.16 se observa un pequeño historial de deformación en el que se utiliza el conteo de rain flow. Las líneas discontinuas representan las gotas de lluvia (raindrops), la cual una de estas inicia en 1, termina en el pico 4 y la lluvia cae desde su alero o pico 4, hasta detenerse en su opuesto pico 5 el cual es menor que el pico 1, este rango comprende medio ciclo.

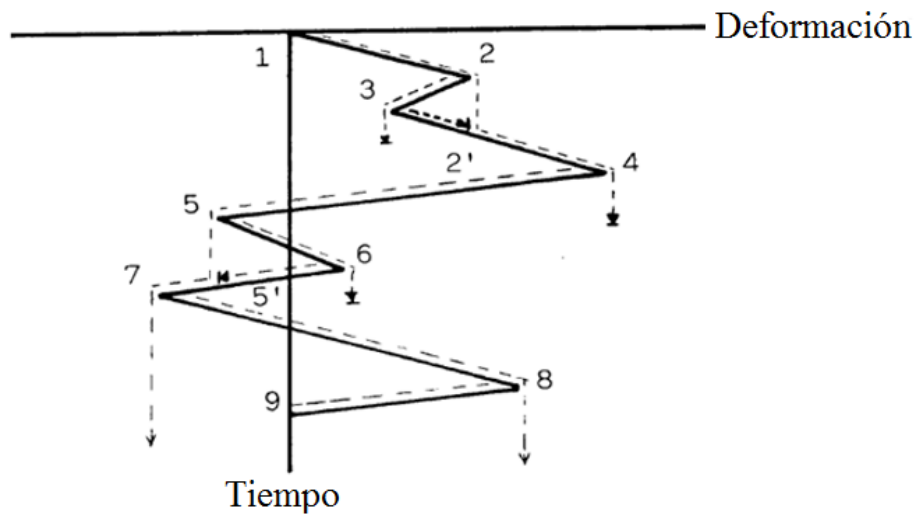


Figura 2. 16 Conteo de Rainflow [21].

De forma similar, el pico 2 y pico 3 comprenden medio ciclo ya que la lluvia que inicia en el pico 2 se detiene en su opuesto pico 4 el cual es mayor que el pico 2. Sin embargo, la lluvia que comienza en el pico 3 se detiene en 2' ya que encuentra la lluvia del alero que baja desde 2. Cuando un medio ciclo es extraído por la segunda condición ya existe un medio ciclo de igual o mayor magnitud, extraído de la primera condición y los dos juntos hacen un ciclo completo, por ejemplo los rangos 3 y 2' hacen un ciclo completo.

2.5 Comparación de los distintos tipos de dispositivos de fatiga

Las pruebas de fatiga de materiales, no pueden alcanzar el grado de precisión que se alcanza en cálculos estáticos. A pesar de las ventajas y desventajas que tienen cada tipo de máquina, modos de operación y las cargas a las que es sometida la probeta, cada tipo de máquina tiene su particularidad, la tabla 2.1 muestra las principales características de los dispositivos electromecánicos.

PARAMETRO	DESPLAZAMIENTO FORZADO	FUERZA VIBRATORIA	FLEXIÓN ROTATORIA	RESONANCIA	SERVOMECÁNICOS
Tensión	Si	Si	No	Si	Si
Compresión	Si	Si	No	Si	Si
Esfuerzo reversible	Si	Si	Si	Si	Si
Flexión	Si	Si	Si	Si	Si
Rango de frecuencia	Fijo	Fijo, 1800 RPM	0 a 10000 RPM	40 – 300 Hz	0-1 Hz
Rango de carga	Típicamente menor a 450 N	Arriba de los 220KN	-	Arriba de los 180 KN	Arriba de los 90 KN
Control	Lazo abierto	Lazo abierto	Lazo abierto	Lazo cerrado	Lazo cerrado
Modo	Desplazamiento	Carga	Flexión/Rotación	Carga	Carga, desplazamiento y deformación
Deflexión máxima	-	25.4mm (1in)	-	1 mm	100 mm
Ventajas	Simple y sencillo	Versátil eficiente y duradero	Eficiente, duradero y simple	Extremadamente eficiente y con un control completo	Control completo y una alta precisión
Desventajas	No hay control de carga y tiene aplicaciones limitadas	Frecuencias fijas y un control limitado	La flexión rotatoria solo se lleva a cabo en algunos estudios	La frecuencia de operación es directamente proporcional a la rigidez de la muestra	Muy baja frecuencia de operación

Tabla 2. 1 Características de los distintos sistemas electromecánicos para fatigar materiales [12].

Como se aprecia en la tabla 2.1 cada dispositivo tiene sus características principales, así como sus ventajas y desventajas, pero los dispositivos que destacan por ser muy rápidos en su frecuencia de operación, tienen un control completo, son eficientes duraderos son los sistemas de resonancia.

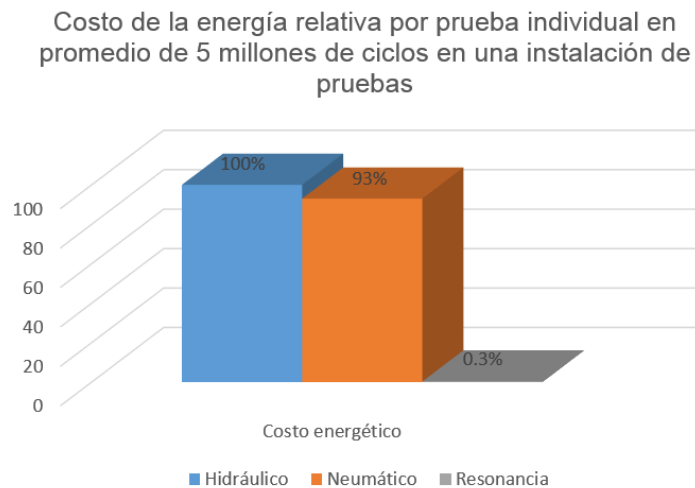


Figura 2. 17 Reducción de costos en los dispositivos de resonancia [1].

La figura 2.17 muestra el costo energético de las pruebas de fatiga en sistemas hidráulicos, neumáticos y de resonancia. Los sistemas hidráulicos y neumáticos, requieren de un elevado costo en operación en comparación a los sistemas de resonancia

El principal objetivo de los nuevos diseños de dispositivos es generar una mayor calidad en el análisis experimental, es por esto que se toman los siguientes criterios [22].

- Capacidad para probar un amplio rango de materiales.
- Capacidad para acomodar diferentes tipos de dimensiones de probetas.
- Transmisibilidad de cargas mecánicas simples.
- Flexibilidad en el sistema de ajuste de parámetros en el cual se pueda manipular su control, rangos de carga entre otros.
- Facilidad de mantenimiento.
- Bajo costo de manufactura.

Tomando en cuenta estos criterios y los artículos estudiados se optó por manejar un sistema que opere a vibración forzada.

Koricho indica que las pruebas de fatiga por flexión no se usan como un estándar, pero son válidas para fines de investigación. Los siguientes son algunos criterios por los cuales se requiere trabajar con cargas de flexión [23].

- Las flexiones de carga frecuentemente ocurren en condiciones de carga en servicio.
- No tienen restricciones con el pandeo de columnas comparados con la fatiga axial.
- Las fuerzas requeridas son mucho más pequeñas que las de fatiga en carga axial y torsional.

CAPÍTULO III

3 Diseño del banco de pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable

Este capítulo presenta la estructura del diseño conceptual y de detalle del dispositivo de fatiga con cargas dinámicas de amplitud variable, así como la justificación del tipo de actuador y principio de funcionamiento de la máquina.

3.1 Principio de operación del dispositivo

El principio de operación del dispositivo para pruebas de fatiga y por el cual se transmite las cargas dinámicas, es a partir de un mecanismo con una masa excéntrica. El mecanismo excéntrico forma parte de un sistema rotodinámico, el cual suministra una velocidad angular constante para así generar la fuerza centrífuga deseada. Para variar la amplitud de carga se utiliza el mecanismo excéntrico, este funciona a través de una guía lineal la cual acerca o aleja una masa del centro de rotación del sistema rotodinámico y así lograr tener fuerzas centrífugas bajas o altas, la figura 3.1 muestra el esquema del principio de funcionamiento del dispositivo.

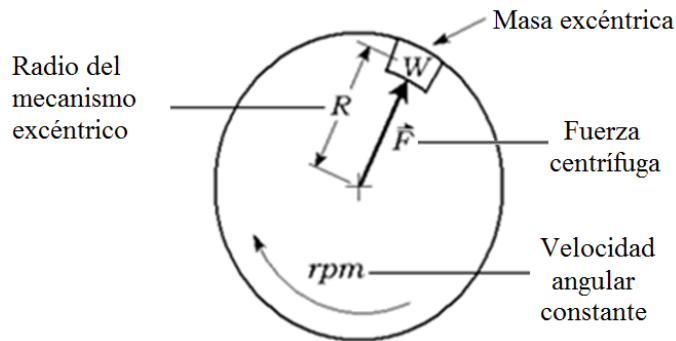


Figura 3.1 Sistema generador de fuerzas centrífugas para fatiga.

La figura 3.2 muestra la relación de velocidad angular con respecto a la fuerza centrífuga, en la gráfica se observa que la variación de la velocidad angular con respecto a la fuerza que genera aumenta exponencialmente, lo cual puede ocasionar un descontrol en el sistema rotodinámico o imprecisión al momento de la reproducir un espectro de fatiga específico.

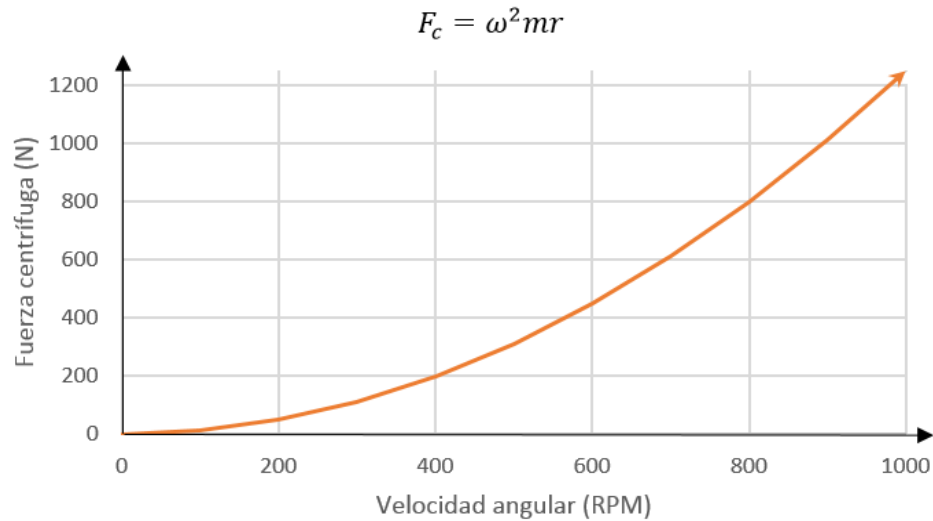


Figura 3. 2 Comportamiento de la fuerza centrífuga con respecto al cambio de su velocidad angular.

Por otra parte, si se varía el radio de la masa y la velocidad angular permanece constante, la fuerza varía linealmente con respecto al radio de la masa excéntrica, lo cual asegura un control de fuerzas y la reproducción de espectros de fatiga específicos, en la figura 3.3 se muestra el comportamiento de la fuerza centrífuga con respecto al cambio del radio de la masa excéntrica.

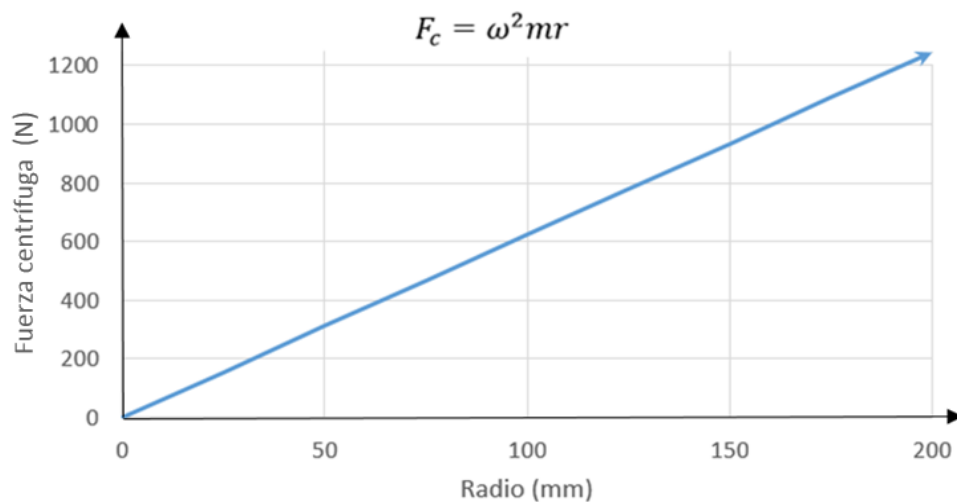


Figura 3. 3 Comportamiento de la fuerza centrífuga con respecto al cambio del radio de la masa.

En el sistema propuesto solo se varía sólo la masa excéntrica, ya que esto ofrece mayor seguridad y precisión.

3.2 Pruebas de materiales

En esta investigación se trabajó con materiales (probetas estandarizadas), y no con piezas o partes de un dispositivo, ya que el estudio de materiales ofrece varias ventajas entre las que están:

- Los resultados se pueden utilizar en piezas y para distintos fines o áreas donde se requiera un material resistente a las pruebas de fatiga.
- Facilidad de maquinado.
- Menor costo.
- Normalización en estándares internacionales.

3.3 Diseño Conceptual del dispositivo

La máquina de fatiga se divide en tres partes principales; sistema generador de fuerzas centrífugas, transmisión de potencia y sistema de seguridad. El principio de operación es transmitir la fuerza centrífuga que genere una masa excéntrica, manteniendo constante la velocidad angular del sistema y variando el radio de la masa excéntrica cada vez se requiera.

3.3.1 Disco generador de fuerza centrífuga

El disco generador de fuerza centrífuga es el principal mecanismo de esta máquina ya que éste proporciona las fuerzas necesarias para producir fatiga en el material. La posición y desplazamiento de la masa excéntrica se lleva a cabo por medio de un tornillo guía en la cual su posicionamiento es controlado por un servomotor con encoder (anexo D). En la vista de detalle de la figura 3.4 se observa al servo motor con encoder que se conecta al tornillo por medio de un pequeño coplee y en su extremo contrario se conecta con un rodamiento (soporte con

rodamiento de pared) el cual soporta las cargas que pueda generar la masa excéntrica. Para que la máquina pueda reproducir rangos de esfuerzos moderados, el sistema inicialmente debe estar balanceado por lo cual se le agrega un contrapeso en el extremo contrario del mecanismo de desbalance. En la figura 3.4 se muestra el disco generador de fuerza centrífuga con las partes descritas, en el anexo B se muestran todas las partes del disco de desbalance.

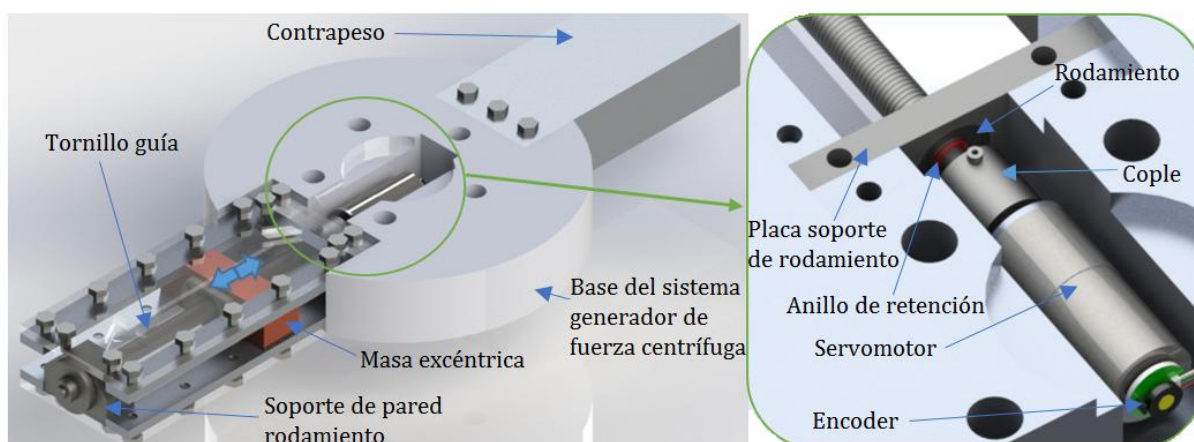


Figura 3. 4 Disco de desbalance

3.3.2 Transmisión de potencia

En la figura 3.5 se muestra un esquema del banco de pruebas de fatiga, en este se observa que consta de un motor impulsor, que otorga el movimiento de rotación al sistema generador de fuerza centrífuga, por medio de una junta de velocidad constante (junta homocinética). Para lograr una velocidad angular requerida en el sistema de desbalance, se acoplan un par de poleas, una al motor impulsor y otra al eje de transmisión de movimiento.

La junta de velocidad constante facilita los movimientos angulares de la flecha sin disminuir su velocidad, unidos a esta flecha se encuentran un par de soportes (rodamientos autoajustables) los cuales facilitan los movimientos angulares que la flecha pueda generar debido a la fuerza centrífuga del disco.

La junta homocinética está unida a un acoplamiento (maza automotriz) el cual se une al disco generador de fuerza centrífuga para transmitir el movimiento de rotación y del lado contrario del disco se cuenta con otro acoplamiento el cual cuenta con un rodamiento integrado en el que se transmiten solo las fuerzas y se restringen los movimientos de rotación en la probeta.

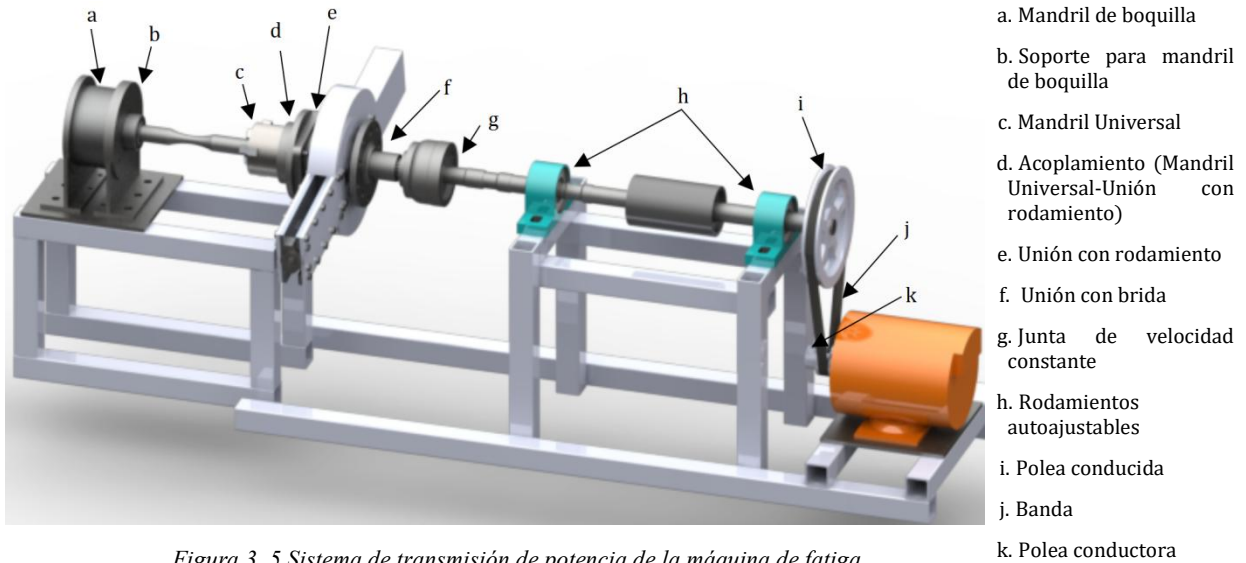


Figura 3. 5 Sistema de transmisión de potencia de la máquina de fatiga.

3.3.3 Sistema de seguridad

En el momento en el que la probeta llegue a su ruptura final, se debe de proteger el sistema generador de fuerza centrífuga ya que este está unido a la probeta por medio de acoplamientos y un Chuck universal. En la figura 3.6 se muestra un sistema de cadenas las cuales están incorporadas a dos postes que forman parte de la base y soportaran el disco, una vez que la probeta llegue a su ruptura.

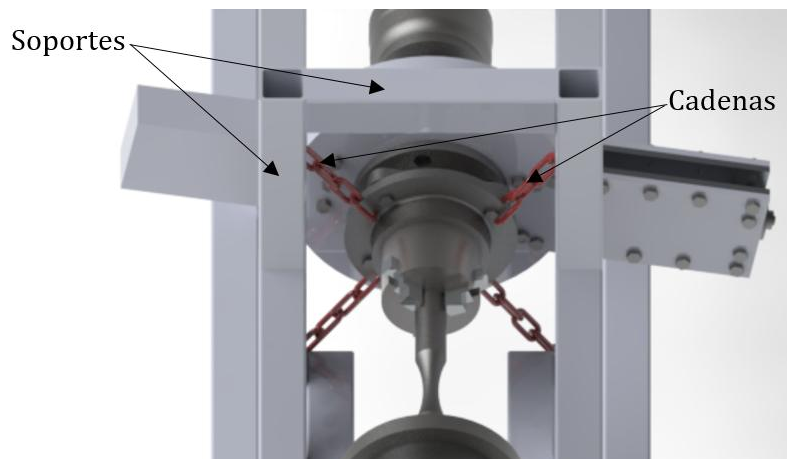


Figura 3. 6 Sistema de seguridad del mecanismo de desbalance.

3.4 Diseño de detalle del dispositivo

Para otorgar los esfuerzos de flexión necesarios para someter a la probeta a pruebas de fatiga se deben realizar ciertos cálculos los cuales están en función del diámetro de la misma probeta los cuales serán la base para determinar el dimensionamiento del disco generador de fuerza centrífuga, como lo son: el peso de la masa de la masa excéntrica, longitudes a las que esta pueda llegar, velocidad de giro del tornillo guía, capacidad de carga de los soportes, entre otros cálculos que se describen para el correcto funcionamiento de la máquina.

Para obtener una ecuación del esfuerzo de flexión se necesita tomar en cuenta, el comportamiento del material (preferentemente isotrópico) y las normas de fatiga. Además, todos los factores externos que podrían intervenir en las pruebas de fatiga.

3.4.1 Dimensiones de la probeta

Las pruebas de flexión comúnmente se efectúan sobre materiales redondos ya que estos son simétricos y no cambian en la orientación de sus ejes, entonces el momento de inercia de éstos se tomará de una sección redonda [7] .

El material que se seleccionó para realizar pruebas de fatiga con amplitudes máximas es el acero comercial AISI 1045 estirado en frío. Este material puede ser objeto de estudio en investigaciones posteriores por ser un acero comercial el cual se utiliza en piezas móviles que están diseñadas para resistir cargas de fatiga alternantes.

En la figura 3.7 se muestra una gráfica en la que por medio de la ecuación (2.5), se calculan diferentes diámetros que van desde una pulgada hasta un octavo de pulgada con una longitud de 10 cm para cargas estáticas en flexión.

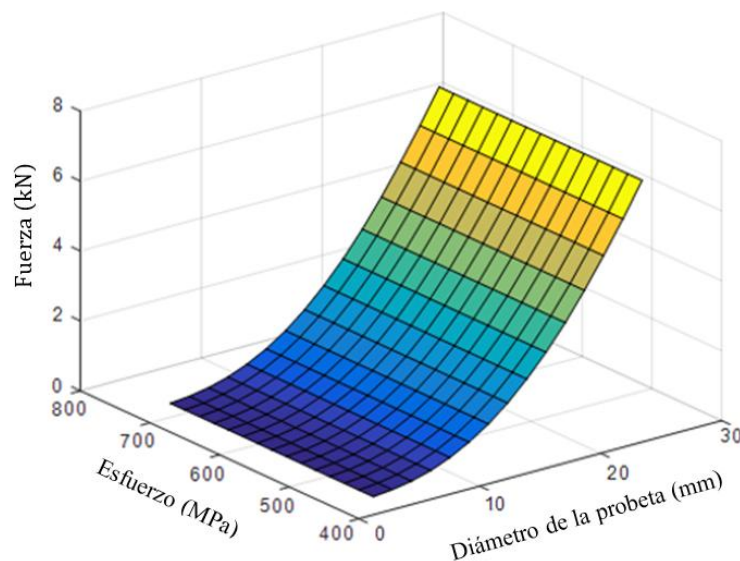


Figura 3. 7 Relación esfuerzo, fuerza y diámetro de una probeta de acero AISI 1045.

En la figura 3.7 se observa cómo se incrementa la fuerza a medida que el diámetro de su sección transversal aumenta, las fuerzas sobre las que se encuentra la curva graficada es la necesaria para romper la probeta en un solo ciclo. Los esfuerzos mostrados en la gráfica tienen un rango de 434 MPa que es el límite de resistencia a la fatiga del acero AISI 1045 con una sección transversal de 1 pulgada (25.4mm), hasta 737 MPa que es su esfuerzo último a la tensión; tomando en cuenta estos rangos de esfuerzo, se asegura la fatiga del material.

De acuerdo a los rangos de fuerza mostrados en la figura 3.7 se seleccionará una probeta con una sección transversal de prueba de media pulgada, la cual pueda proporcionar una fuerza que pueda fracturar el material en el menor número de ciclos posibles.

Tomando en cuenta las especificaciones de la norma ASTM E466-96 y un diámetro en su sección a probar de media pulgada (12.7 mm) se obtienen las relaciones para dimensionar la probeta [24].

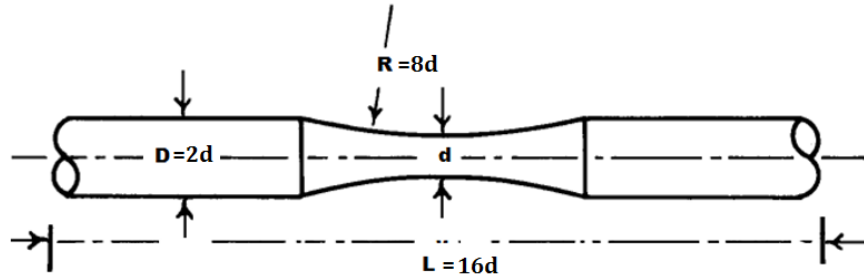


Figura 3. 8 Probeta con relación de medidas

La figura 3.8 muestra las relaciones que se deben tomar en cuenta para dimensionar cualquier probeta y la figura 3.9 las dimensiones de la probeta utilizada para las pruebas de fatiga del banco experimental propuesto, el cual tiene en su sección transversal de prueba un diámetro de media pulgada (12.7mm), un diámetro de sujeción de 25.4 mm un radio en su sección de prueba de 101.6 mm y una longitud total de 202.3 mm.

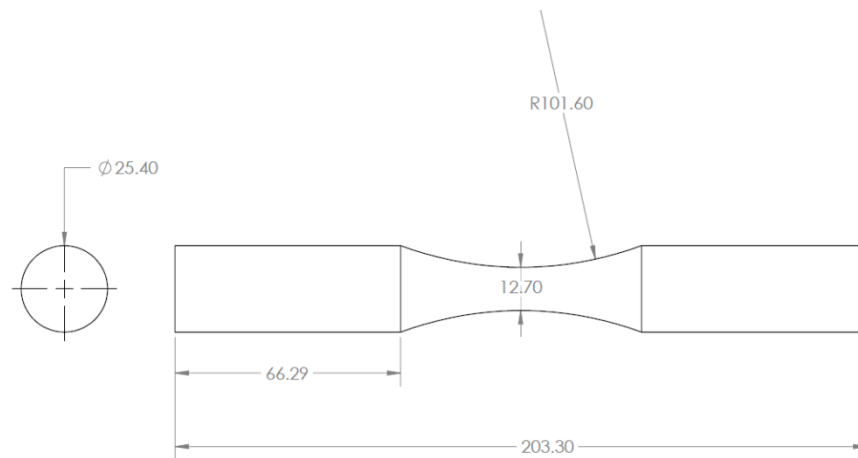


Figura 3. 9 Probeta normalizada seleccionada.

3.4.1 Cálculo de la masa de desbalance

Con base al 75% del esfuerzo último a la tensión del acero AISI 1045 se calcularon los esfuerzos a los que se someterá esta probeta para que el material se fracture en el menor número de ciclos posibles, en caso de que se trabaje con el límite de carga máximo.

Para mantener un control del sistema, se consideró una velocidad angular máxima de 1000 RPM (16.6Hz). La longitud total en la cual se desplazará la masa excéntrica es de 15 cm y para el cálculo del peso de la masa excéntrica se consideró un 75% del esfuerzo último a la tensión del acero AISI 1045 estirado en frío.

Considerando las ecuaciones 2.5 y 2.7 se tienen la ecuación 3.1 la cual proporciona el peso de la masa excéntrica.

$$m = \frac{\pi S_{ut} r^3}{4\omega^2 r_d l} \quad (3.1)$$

La ecuación 3.1 presenta el peso m de la masa excéntrica si se utiliza la ecuación de la fuerza centrífuga y del esfuerzo de flexión en barras cilíndricas sólidas, donde (r) representa el radio de la probeta, (r_d) el radio de la masa excéntrica y S_{ut} el esfuerzo del material seleccionado.

Considerando las características de la probeta y frecuencia de operación de la máquina se obtienen los siguientes valores:

$$m = \frac{(\pi)(630 \times 10^6 \cdot 0.75)(0.00635)^3}{(4)(104.719^2)(0.15)(0.1016)} = 0.568 \text{ kg (568.55 gr)}$$

3.4.2 Cálculo del radio de la masa excéntrica mínimo para superar el límite de resistencia a la fatiga crítico.

Para calcular el radio mínimo en que la masa excéntrica proporcione daño en el material, es decir, supere el límite de resistencia a la fatiga crítico (S_e), se toman en cuenta los factores de Marín (Anexo A) [17].

El límite de resistencia a la fatiga (S'_e) se obtiene tomando el esfuerzo último a la tensión del acero AISI 1045 el cual equivale a 630 MPa como lo presenta Budynas (véase en Tabla A-5) [9].

$$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \quad S'_e = 315 \text{ MPa}$$

En caso de tener aceros u otros materiales con un esfuerzo último a la tensión mayor a 1400 MPa se deben de tomar en cuenta otras consideraciones.

El factor de superficie (k_a) interviene el esfuerzo último del material y los factores a y b (anexo A) que se utilizan para la superficie del material, en este caso la probeta tiene un maquinado o laminado en frío.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (3.2)$$

$$\text{Factor } a = 4.51 \text{ (} S_{ut} \text{ MPa)} \quad \text{Exponente } b = -0.265$$

$$k_a = 4.51(630^{-0.265}) \quad k_a = 0.8172$$

En el factor de tamaño, se considera la sección transversal del material a someter a pruebas de fatiga, en este caso el diámetro de la probeta mide 12.7 mm, por lo cual el factor de tamaño estará dado por la ecuación 3.3:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (3.3)$$

$$k_b = \left(\frac{12.7}{7.62} \right)^{-0.107} \quad k_b = 0.946$$

El factor de carga, temperatura y efectos varios es igual a 1 ya que la probeta está sometida a flexión, a temperatura ambiente y no hay un efecto de corrosión, efectos ambientales diversos, muescas o recubrimientos que afecten a la probeta.

$$k_c = 1 \quad k_d = 1 \quad k_f = 1$$

El efecto de confiabilidad es de 99.9999 % (anexo B) por lo cual da como resultado:

$$k_e = 0.61976$$

Considerando la ecuación 2.4 el límite de resistencia a la fatiga crítico es el siguiente:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.4)$$

$$S_e = 140 \text{ MPa}$$

Considerando la resistencia a la fatiga con una velocidad angular de 1000 RPM y con una masa excéntrica de 0.56 kg, se puede obtener el radio mínimo al que debe colocarse la masa excéntrica para provocar una fatiga en el material mediante la ecuación 3.3.

$$r_d = \frac{S_e \pi r^3}{4 l m \omega^2} \quad 3.3$$

$$r_d = \frac{(\pi)(140 \times 10^6)(0.00635)^3}{(4)(104.71)^2(0.56)(0.1016)} = 0.0361 \text{ m } (36.1 \text{ mm})$$

El resultado indica que la masa excéntrica requiere colocarse en un radio mínimo 36.1 mm de desbalance para empezar a tener un esfuerzo por encima de su límite de resistencia a la fatiga.

Teniendo una masa definida y el esfuerzo mínimo para ocasionar fatiga en el material, se pueden obtener otras velocidades angulares constantes las cuales puedan ocasionar fatiga en la probeta. Asumiendo las velocidades nominales de los motores, la relación de transmisión de las poleas y sus diámetros comerciales se optó por trabajar con una segunda velocidad angular de 500 RPM.

$$r_d = \frac{(\pi)(140 \times 10^6)(0.00635)^3}{(4)(52.35)^2(0.7)(0.1016)} = 0.144 \text{ m } (144 \text{ mm})$$

El radio mínimo para someter al material a pruebas de fatiga a 500 RPM es de 14 cm por lo que se puede trabajar con estas velocidades e ir variando el radio de la posición de la masa de desbalance.

3.4.3 Cálculo del mecanismo de desbalance

La fuerza del sistema generador de fuerzas centrífugas tiene una magnitud de 1247 N, considerando que la masa excéntrica se coloca en su máximo desbalance, y una velocidad angular de 1000 RPM. El tornillo de transmisión de potencia del disco de desbalance debe soportar esta carga sin deformarse o dañarse, es por esto que se optó por un tornillo miniatura embalado serie métrica, el cual muestra sus características en la tabla 3.1.

Diámetro nominal (medida)	Avance	Tamaño de rodamiento sugerido	Capacidad de carga dinámica	Capacidad de carga estática	Diámetro menor
(mm)	(mm)	(mm)	(kN)	(kN)	(mm)
12	2	8	3	6.4	10.6

Tabla 3. 1 Características del tornillo embalado [27].

Como se observa en la tabla 3.1, la capacidad de carga estática del tornillo soporta las cargas del sistema generador de fuerza centrífuga.

El torque requerido, tendrá que soportarlo el servo-motor que mueve la masa excéntrica y forma parte del mecanismo generador de fuerza centrífuga (apéndice D) que se montará en su base. En la ecuación 3.4 se presenta el cálculo del torque necesario para sobrepasar la carga máxima que proporcione el sistema generador de fuerza centrífuga. [25].

$$T = \frac{F_{eq} \cdot P}{2\pi e} = 1.77 \times 10^4 \cdot F_{eq} \cdot P \quad (3.4)$$

Sustituyendo datos, avance del tornillo (P), eficiencia (e) (90% para tornillos embalados) y la fuerza equivalente (1247 N) que es la carga máxima que genera el disco de desbalance, se obtiene el par necesario para mover la masa en contra de la fuerza centrífuga.

$$T = \frac{(1247)(0.002)}{2\pi(0.90)} = 0.441438 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ (4.5kg} \cdot \text{cm)}$$

Existen servomotores comerciales adaptables a pequeños espacios con un rango de velocidades y torques bastante amplios (0.15 kg·cm hasta 21kgcm de 25x60mm diámetro por longitud), pero en caso de requerir un gran torque se disminuirá la velocidad y así mismo si se aumenta la velocidad se disminuirá el torque.

El motor necesario para elevar o regresar la carga alrededor del brazo guía debe de ser de un torque mayor o igual a 4.5 kg·cm. Tomando en cuenta la fricción de los rieles guía y los rodamientos del disco de desbalance se eligió un motor con un torque de 6.8 kg cm y con una velocidad de giro de 78 RPM con un voltaje de alimentación de 6 volts, 250 mili-Amperes de consumo en corrida libre y 2.5 Amperes con carga máxima.

Con un motor de estas características y un tornillo embalado la velocidad que se tiene es la siguiente.

- Avance del tornillo: 2mm/rev
- Velocidad del motor: 78 rpm 1.3 Hz
- Avance de la tuerca: 2.6 mm/rev
- Velocidad de la tuerca: 3.38 mm/s

3.4.4 Relación de transmisión

Ya que los motores eléctricos de medio caballo de fuerza, no tienen una velocidad nominal de 1000 RPM o 500 RPM o por lo menos no comercialmente, se optó por transmitir la velocidad nominal de estos motores y llevarlos a 1000 y 500 RPM por medio de poleas y bandas.

El motor de medio caballo de fuerza seleccionado tiene una velocidad nominal de 1800 RPM por lo que utilizando la ecuación 3.5 se obtiene la relación de transmisión de poleas para reducir la velocidad en el sistema generador de fuerza centrífuga [26].

$$\omega_1 D_1 = \omega_2 D_2 \quad (3.5)$$

Por lo que sustituyendo estos valores se obtienen los siguientes valores para 1000 y 500 RPM:

$$D_2 = \frac{1800rpm \cdot 50.8mm.}{1000RPM} = 91.44mm (3.6 in)$$

$$D_2 = \frac{1800rpm \cdot 50.8mm}{500RPM} = 182.88 (7.2 in)$$

Ya que comercialmente no se tienen estos diámetros el diseño se ajusta a los valores más cercanos a estas dimensiones los cuales serían 3.5 y 7 pulgadas sucesivamente lo cual otorgaría velocidades de 1028.57 RPM y 514.28 RPM.

3.4.5 Junta de velocidad constante

Se requiere una junta homocinética en el sistema para mantener la velocidad angular constante ya que un incremento en esta velocidad afecta cuadráticamente la fuerza del sistema y por consecuencia no se tendría un control de la fuerza que se transmitiría al sistema.

A diferencia de las juntas de Hooke las juntas homocinéticas trabajan con la misma velocidad. La figura 3.10 muestra como varían las velocidades de una junta de Hooke en distintos ángulos de salida con respecto a las juntas homocinéticas.

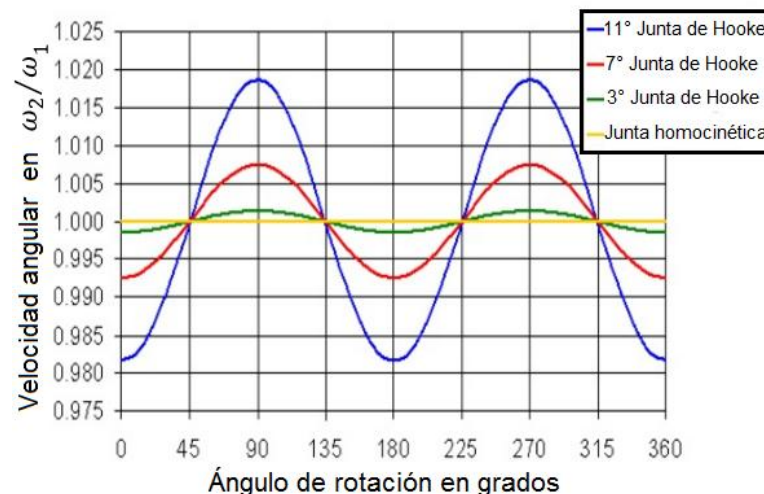


Figura 3. 10 Comparación de velocidades angulares de juntas Hook y junta homocinética [29]

En la figura 3.11 se muestra la variación de la velocidad angular de tres juntas de Hooke con respecto a la junta de velocidad constante (junta homocinética). En la figura se observan tres desalineamientos en junta de Hooke las cuales son 3, 7 y 11 grados, y a medida de que estas aumentan hay una variación de la velocidad; en cambio la junta homocinética se mantiene con su misma velocidad angular, incluso si se presentan estos desalineamientos.

Como lo indica Lee & Polycarpou 2009, la junta de velocidad constante (la junta homocinética) tiene como finalidad conectar dos ejes dispuestos longitudinalmente, no continuos, de modo que la velocidad entre ellos sea igual en todo momento [27].

Las juntas de velocidad constante tienen la capacidad de hundimiento y largos ángulos de articulación para compensarlos con los cambios de longitud y mantener la velocidad constante, debido al rebote de las ruedas, movimiento del motor, o cualquier movimiento en la transmisión del vehículo.

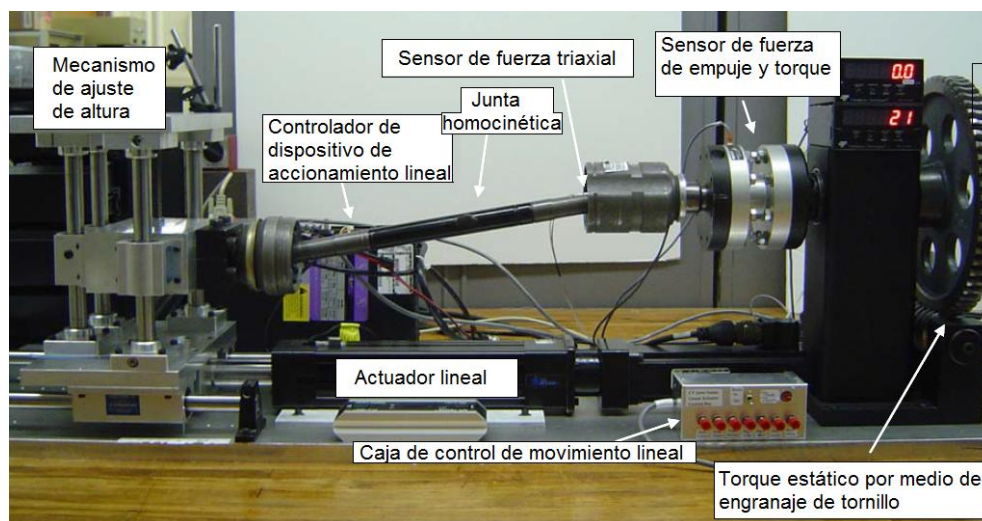


Figura 3. 11 Junta homocinética y sus componentes [27]

La figura 3.12 muestra la investigación de Lee & Polycarpou en la que se estudia la fricción que existe en los cojinetes de la junta de velocidad constante ya que aunque se mantiene la velocidad constante en este sistema, la fuerza aumenta cuando se tiene un desalineamiento.

En el diseño de la máquina de fatiga se utilizará una junta homocinética para no transmitir una fuerza de flexión que pueda dañar a la flecha del motor base y para dejar desplazarse libremente al disco de desbalance.

3.5 Análisis del sistema generador de fuerza centrífuga

En la figura 3.12 se presentan un disco generador de fuerza centrífuga el cual cambia su contrapeso. El sistema con el contrapeso B, se tiene un desbalance 36.1 mm cuando la masa excéntrica se encuentra en su inicio de carrera, esto proporciona que el material se someta a esfuerzos de fatiga superiores a su límite de resistencia a la fatiga crítico (véase en la página 51) en todo momento y logre el 75 % del esfuerzo último a la tensión cuando la masa excéntrica se encuentre en su final de carrera, la velocidad angular requerida para que el sistema alcance estos valores debe ser igual a 1000 RPM.

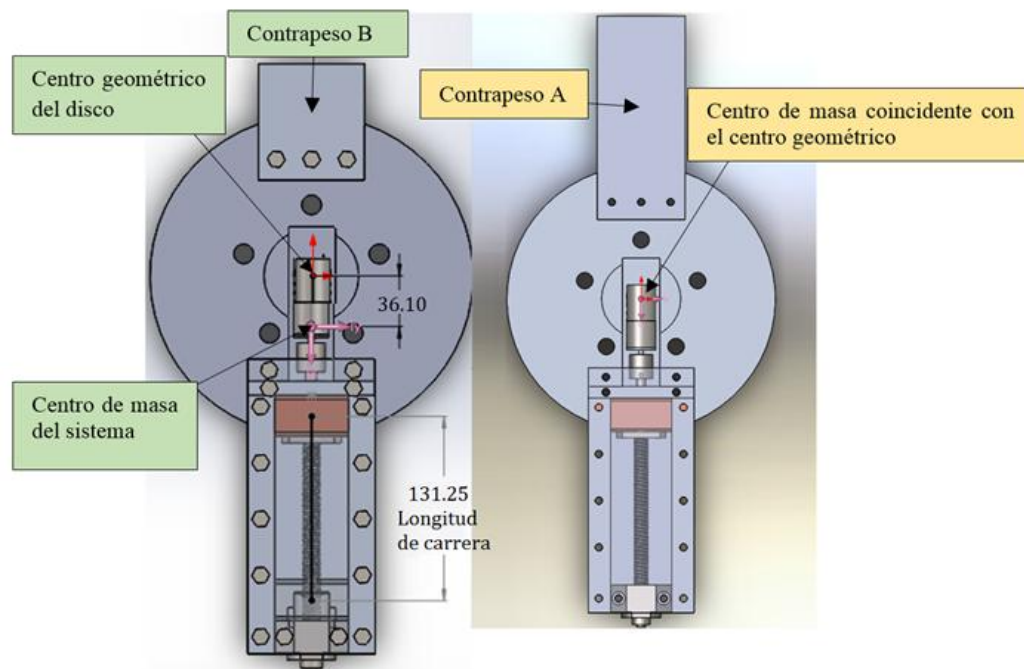


Figura 3. 12 Disco generador de fuerza centrífuga con distintos contrapesos.

En la figura 3.13 también se observa el disco generador de fuerza centrífuga con el contrapeso A el cual proporciona que el centro de masa del disco coincida con el centro geométrico del

disco cuando la masa excéntrica se encuentra en su principio de carrera, por lo que el único esfuerzo proporcionado en la probeta será el peso del disco generador de fuerza centrífuga (precarga).

Cobre fue el material que se seleccionó para hacer la masa excéntrica ya que este material es uno de los más densos y comercialmente fáciles de adquirir, esta masa en conjunto con la tuerca embalada proporciona una masa de 0.568 kg.

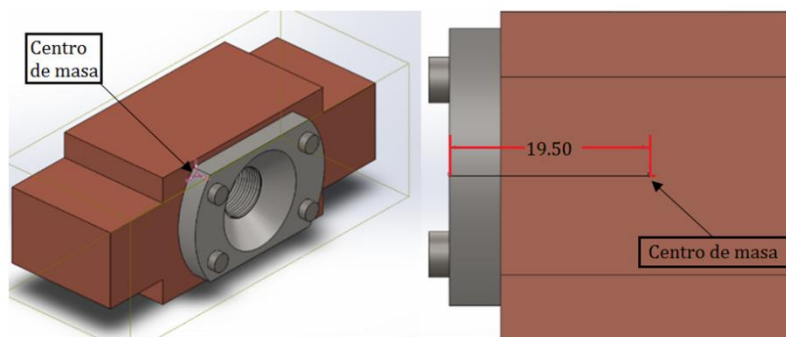


Figura 3. 13 Masa excéntrica (conjunto masa de cobre - tuerca embalada).

En la figura 3.14 se muestra la masa excéntrica y la distancia a la que se encuentra su centro de masa con respecto al plano de su longitud de carrera.

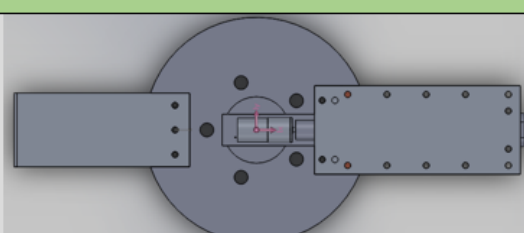
DATOS DEL MECANISMO DESBALANCEADOR	
Masa	4.6kg
Volumen	2447000.61 milímetros cúbicos
Centro de masa: (milímetros)	
X = -0.00	
Y = -0.09	
Z = -0.00	

Tabla 3. 2 Masa, volumen y centro de masa del disco generador de fuerza centrífuga.

En la tabla 3.2 se observa el disco generador de fuerza centrífuga con un contrapeso para cargas moderadas, en esta misma tabla se observan los valores a los que se encuentra alejado el centro de masa del disco con respecto a su centro geométrico en sus tres ejes de coordenadas, además se cuenta con una aproximación de su masa y volumen total.

3.5.1 Selección del motor impulsor de todo el sistema

Para seleccionar el motor que otorgue la fuerza centrífuga al banco de pruebas se requiere conocer el torque y aceleración angular para obtener la potencia y así impulsar todo el sistema.

Dentro del sistema rotodinámico, se encuentran los dispositivos: generador de fuerza centrífuga, acoplamientos (mazas automotrices), junta de velocidad constante, y las poleas; cada uno de estos dispositivos tienen un momento de inercia de acuerdo a su geometría por lo que se optó por realizar un par de simulaciones dinámicas en el software Solid Works® para encontrar la potencia requerida para mover la carga inercial del sistema rotodinámico.

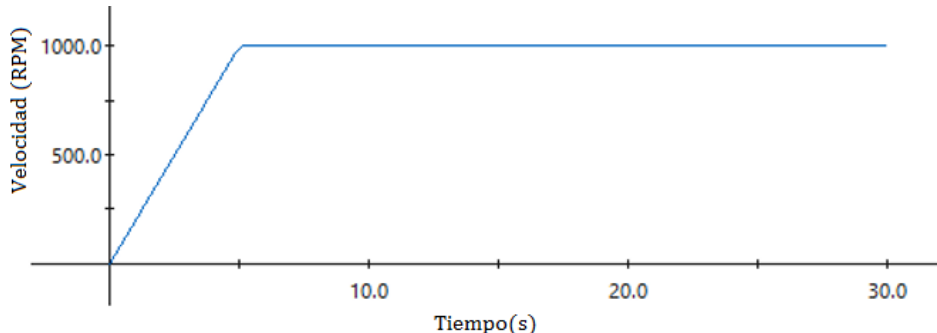


Figura 3. 14 Gráfica velocidad angular-tiempo (motor impulsor).

La figura 3.14 muestra la gráfica utilizada para la selección del motor impulsor en la cual se optó por un tiempo de 5 segundos para llegar a su velocidad nominal de 1000 RPM.

Las simulaciones se dividieron en dos (disco generador de fuerza centrífuga y junta de velocidad constante), y en cada uno de estos se realizó una base fija para soportar los dispositivos en rotación. Los resultados de estas dos pruebas se sumaron para seleccionar el motor con la potencia demandada.

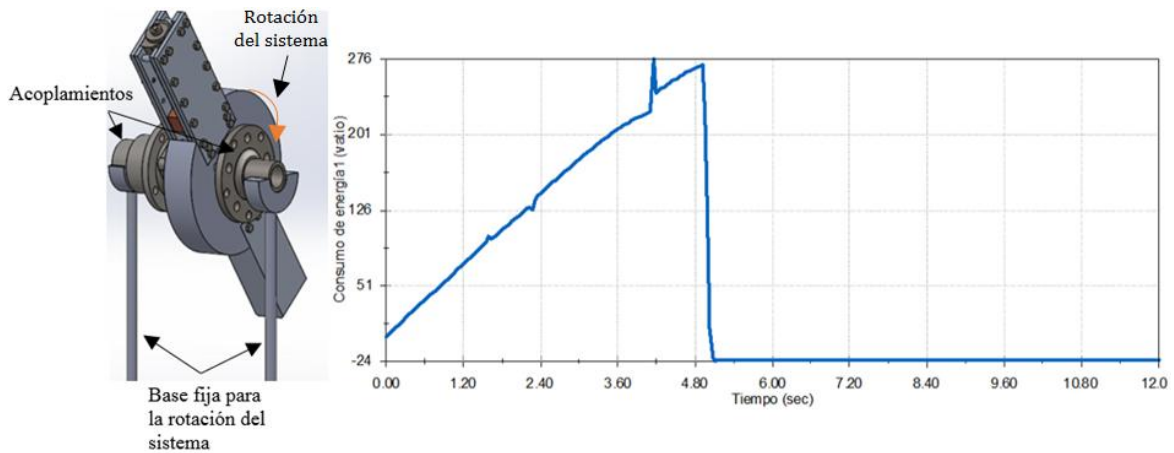


Figura 3. 15 Gráfica del consumo de energía del sistema generador de fuerza centrífuga.

En la figura 3.15 se muestra el disco generador de fuerza centrífuga y la gráfica de consumo de energía necesaria para alcanzar las 1000 RPM en un tiempo de 5 segundos y el equipo funcione con las condiciones de diseño propuestas. En la esta misma figura se observa que la mayor demanda de energía sucede dentro de los primeros cinco segundos siendo 276 vatios el pico máximo de energía, una vez que se llega a la velocidad nominal el consumo de energía baja a 24 vatios y se mantiene así hasta que la prueba termine.

Del mismo modo se simuló la junta de velocidad constante junto con su polea, en la figura 3.16 se muestra la junta homocinética, la polea acoplada a esta y al igual que el disco generador de fuerza centrífuga la junta homocinética se sostiene sobre una base fija la cual permite la rotación en el sistema.

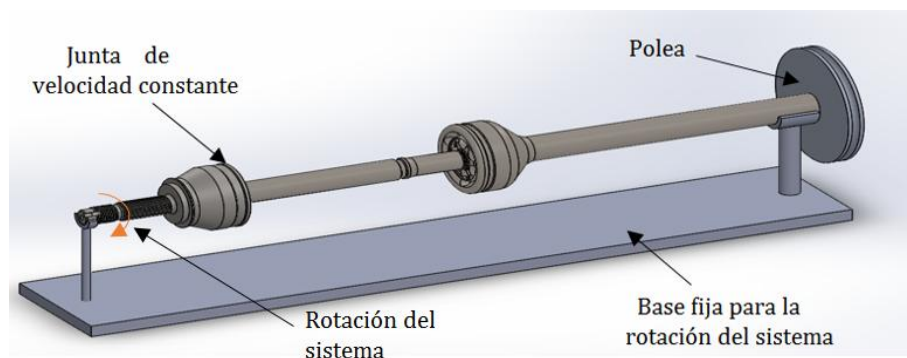


Figura 3. 16 Junta de velocidad constante y componentes.

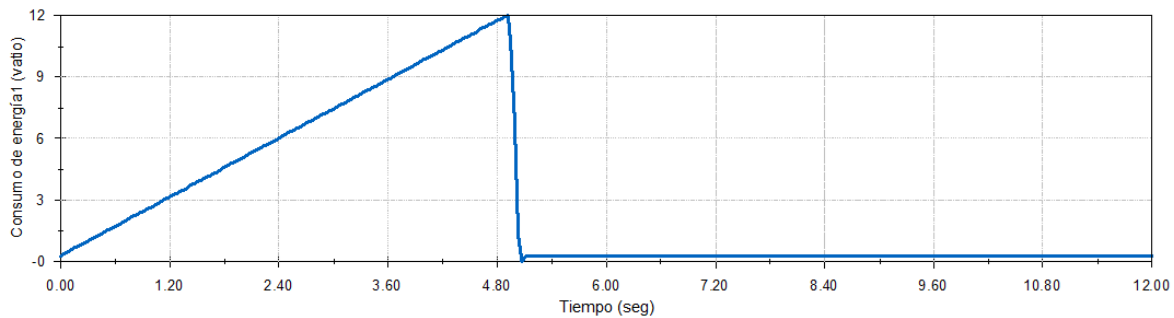


Figura 3. 17 Gráfica del consumo de energía de la junta de velocidad constante y sus componentes.

En la figura 3.17 se observa la gráfica del consumo de energía del sistema que compone la junta de velocidad constante la cual tiene un consumo máximo de energía de 12 vatios y después de los 5 segundos el consumo de energía baja a menos de dos vatios.

Sumando los resultados de estas dos simulaciones (276 vatios sistema generador de fuerza centrífuga, 12 vatios junta de velocidad constante) el consumo total de energía es de 288 vatios, por lo que un motor de medio caballo de fuerza cumple con los requisitos para mover el sistema de desbalance y así proporcionar fatiga en la probeta seleccionada.

3.5.2 Alimentación del motor impulsor de la masa de desbalance

Ya que el disco de desbalance tendrá una velocidad angular constante se requiere de un mecanismo el cual le transmita la corriente y voltaje necesario para activar el servo-motor y así llevar a cabo el desbalance del sistema.

Para cumplir esto se optó por un anillo colector miniatura de 6 pistas para alimentar el servo-motor con encoder. El encoder del motor sirve para controlar la posición y velocidad del servomotor en la figura 3.18 se observa un encoder el cual tiene 6 terminales las cuales se describen en la tabla D1-1 (Anexo D).

El anillo colector seleccionado cumple con los parámetros necesarios para activar el servo-motor con encoder ya que soporta 2.5 Amperes de corriente máxima y un voltaje máximo de 240 VCD.



Figura 3. 18 Anillo colector 6 terminales.

3.6 Control del servo-motor

Para cambiar la dirección de giro del servo-motor se utilizó un circuito puente H. En la figura 3.19 se muestra el principio de funcionamiento del circuito puente H en el cual si se cierran las compuertas S1 y S4 el motor gira en un sentido (3.19 b) mientras que para hacerlo girar en dirección contraria se cierran las compuertas S2y S3 (3.19 c).

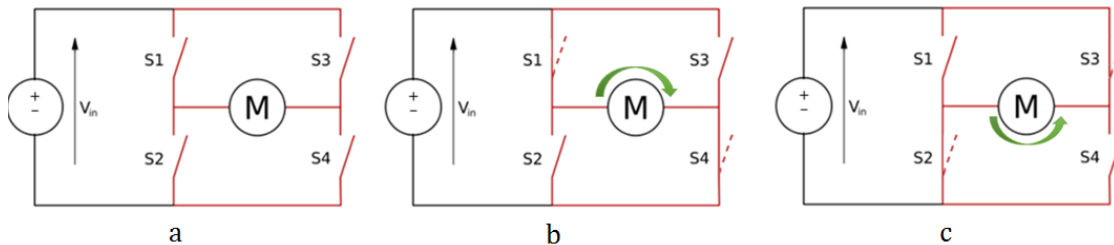


Figura 3. 19 Principio de funcionamiento del puente H.

Para controlar el motor con las señales del encoder se utilizará un microcontrolador Arduino Mega figura 3.20 el cual tiene una programación para reproducir los espectros de carga deseados Anexo E.

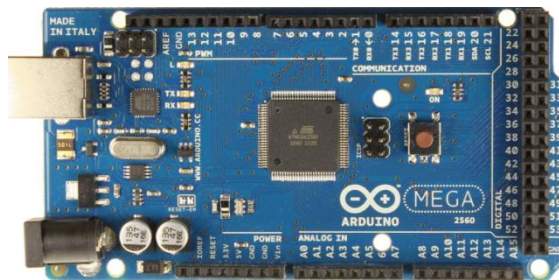


Figura 3. 20 Arduino Mega

3.7 Vida del material

Para estimar la vida de la probeta se utilizó el software de elemento finito ANSYS® en el cual se simuló la probeta de acero AISI 1045 estirado en frío, este se discretizó y se le agregaron condiciones de frontera, en un extremo un empotramiento y en el otro una carga de 1247 N para producir las cargas repetitivas de fatiga en el material, para obtener los resultados deseados se tomó una relación de carga completamente reversible ($R = -1$) y el criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables de Goodman como se aprecia en la figura 3.21.

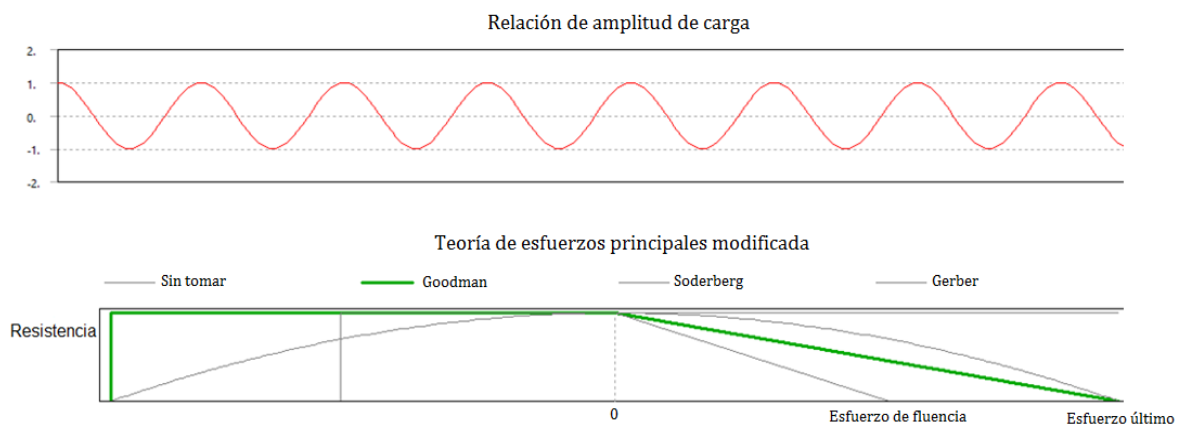


Figura 3. 21 Selección del tipo de carga y criterio de falla por fatiga.

La figura 3.21 muestra la relación de carga seleccionada ($R = -1$) en la cual grafica un esfuerzo fluctuante con límites de amplitud de carga adimensionales de 1 y -1.

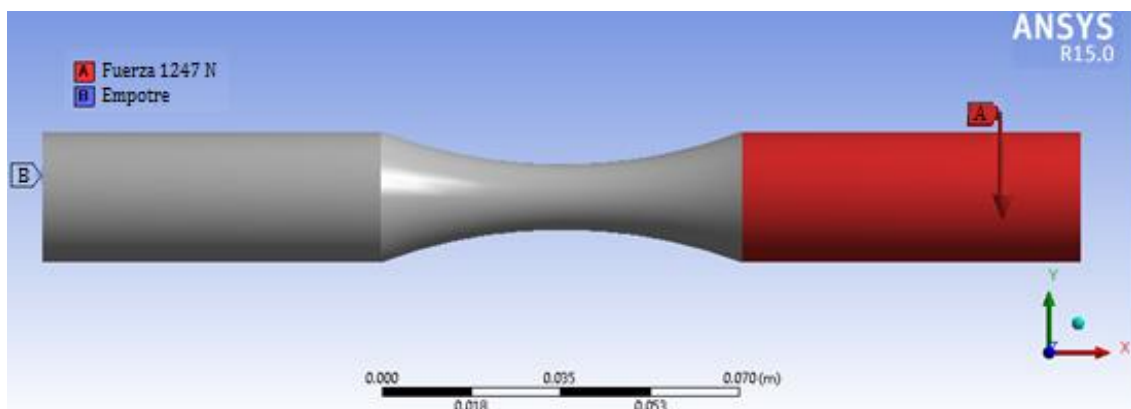


Figura 3. 22 Condiciones de frontera en la probeta seleccionada

La figura 3.22 presenta las condiciones de frontera que existen sobre la probeta; ya que la probeta se encuentra como una viga en voladizo, en un extremo se presenta un empotre mientras que en el otro se tiene una fuerza de 1247 N (fuerza máxima recomendada).

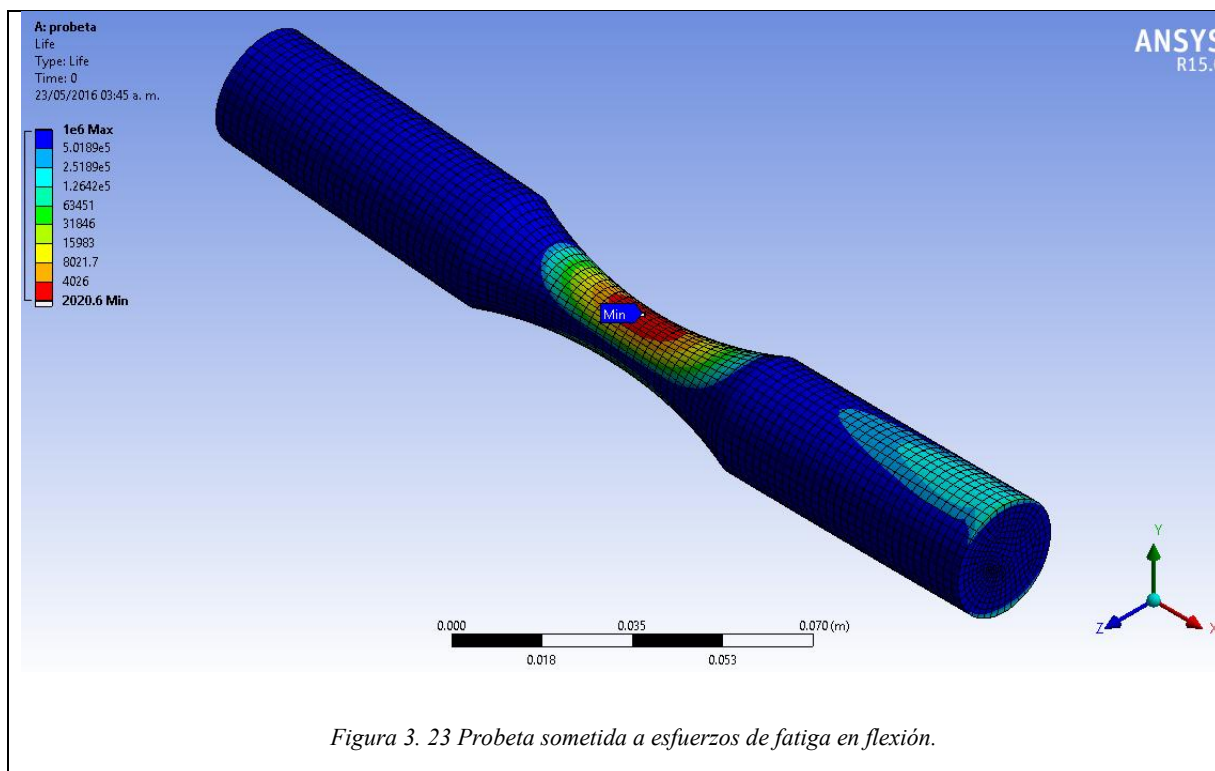


Figura 3. 23 Probeta sometida a esfuerzos de fatiga en flexión.

La figura 3.23 muestra la vida de la probeta, como se observa los mayores concentradores de esfuerzo se encuentra en el centro de la probeta, y la vida mínima que la probeta presenta son 2020.6 ciclos lo cual indica que la probeta empezaría a fallar alrededor de los 2 minutos, tomando en cuenta que se desee trabajar con su carga máxima.

Tomando en cuenta el mismo criterio se simularon los componentes que intervienen en la conducción de cargas hacia la probeta (mandriles de sujeción) para observar si a estos se les llega a transmitir cargas de fatiga que puedan afectar su vida.

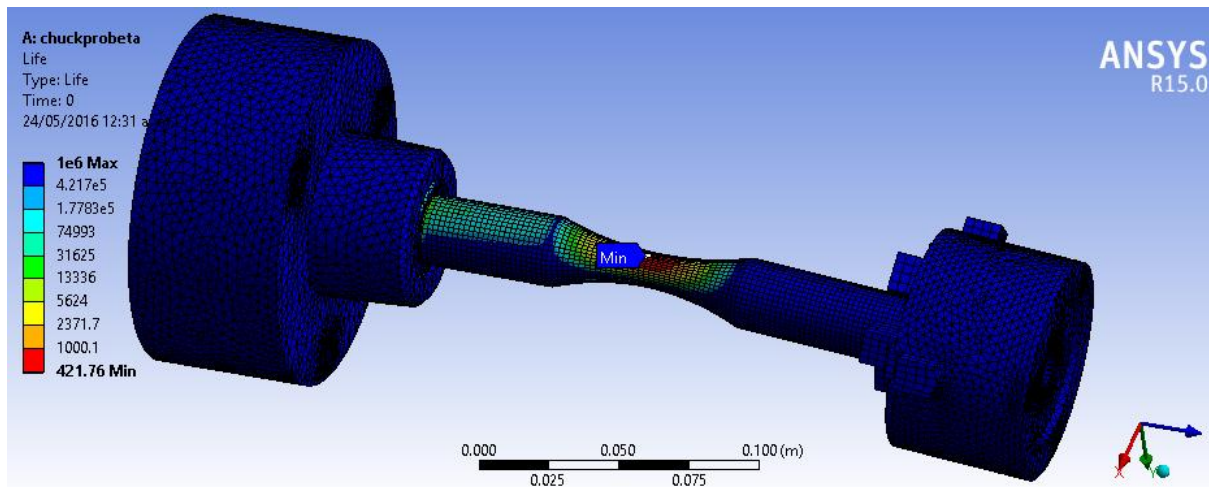


Figura 3. 24 Vida a flexión de una probeta circular.

En la figura 3.24 se observa que los mandriles de sujeción no tienen esfuerzos que puedan producir un daño en estos componentes, y se observa también que la vida de la probeta disminuye por el peso que ofrece el mandril universal (precarga) a 422 ciclos (25 segundos).

3.8 Precarga

El sistema generador de fuerzas centrífugas en su conjunto cuenta con una precarga la cual le otorga cierta fuerza a la probeta antes de iniciar las pruebas. Considerando estas cargas se midió el peso de cada una de las piezas que componen el sistema de generador de fuerza centrífuga y las distancias a las que se encuentran con respecto a sus soportes.

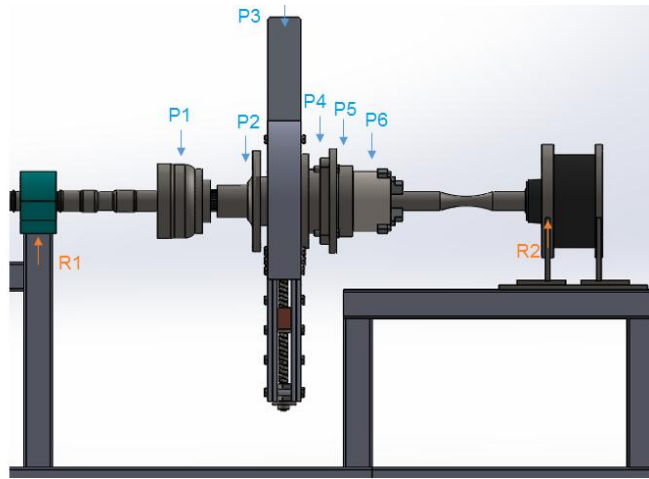


Figura 3. 25 Soportes y piezas que intervienen en la precarga de la probeta.

En la figura 3.25 se observan las piezas consideradas en la precarga (P), en estas piezas se estimó la distancia del centro de masa de cada una de estas con respecto a los empotes. Los soportes están conformados por un rodamiento autoajustable (R_1) y un mandril de boquilla (R_2).

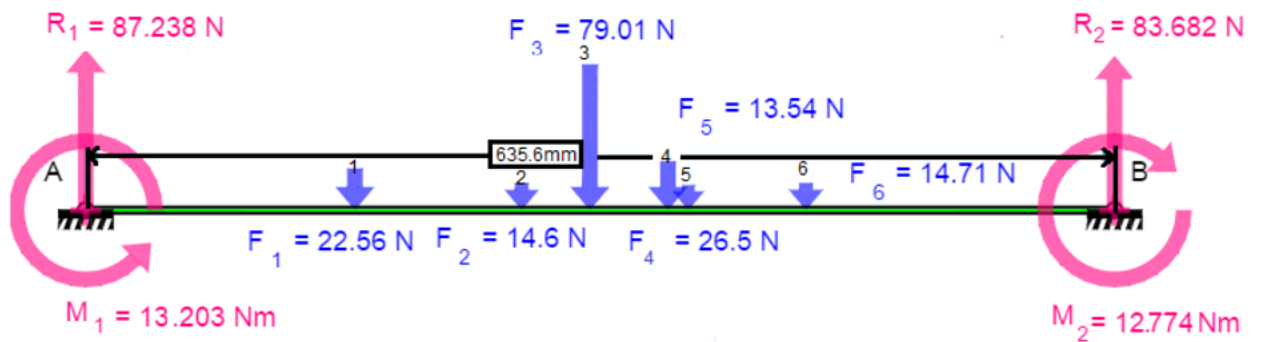


Figura 3. 26 Diagrama de distribución de fuerzas del sistema generador de fuerza centrífuga con respecto a sus soportes.

En la figura 3.26 se observa los valores de las fuerzas, reacciones y momentos que presentan los sistemas que conforman al sistema generador de fuerzas centrífugas.

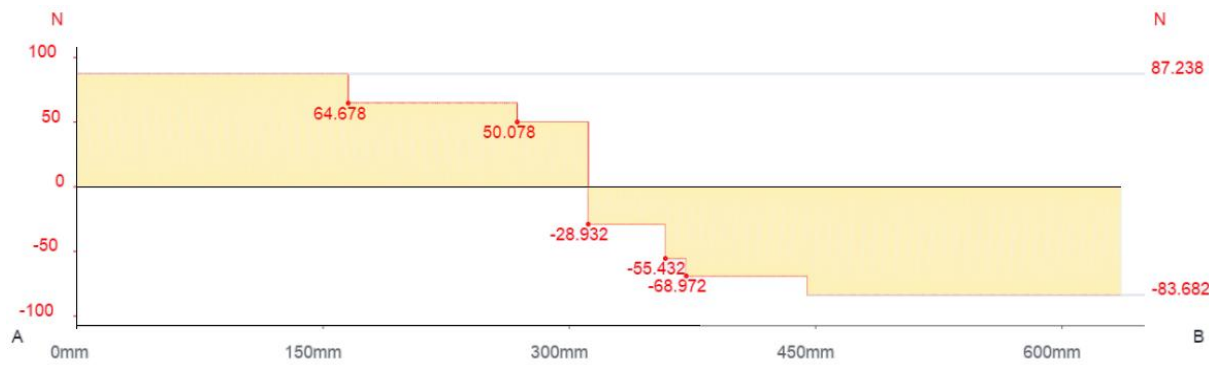


Figura 3. 27 Diagrama de fuerzas cortantes del sistema generador de fuerzas centrífugas con respecto a sus soportes.

La figura 3.27 muestra el diagrama de esfuerzos cortantes y en este se puede observar que la fuerza máxima ejercida en el sistema es de 83.68 N (R_2) y corresponde a la posición donde se encuentra la probeta, por lo que a la programación del espectro de carga se le considera esta precarga establecida.

3.9 Generación del espectro de carga

El espectro de carga de amplitud variable a reproducir, se ha utilizado en la investigación (Estimación de la vida por fatiga bajo cargas de amplitud variable) [28] la cual muestra los espectros de carga de amplitud variable de las estructuras de puentes. En la figura 3.29 se muestra el espectro BROAD 64 para aceros estructurales de alta resistencia.

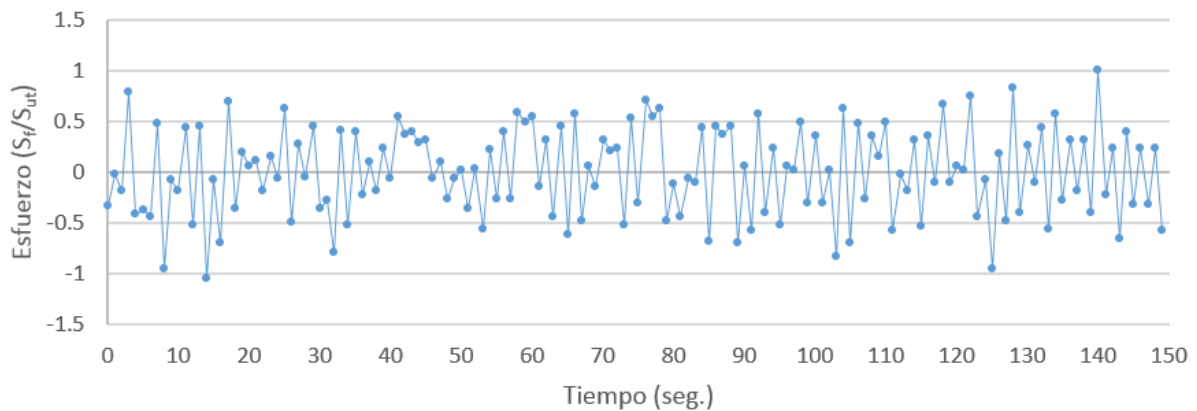


Figura 3. 28 Espectro de carga de amplitud variable BROAD 64

En el espectro de la figura 3.31 el esfuerzo está dado por la relación adimensional S_f/S_{ut} lo que permite realizar ensayos con cualquier material que se desee tomando en cuenta su esfuerzo último a la tensión, su esfuerzo a la fluencia o algún otro límite máximo.

El espectro BROAD 64 de la figura 3.29 se redefinirá ya que su esfuerzo máximo supera al valor donde se ve que está en compresión con un valor de -1.04 por lo que todos los puntos se dividirán entre -1.04 para normalizar la prueba con el material seleccionado (Acero AISI 1045). Además de esto, se seleccionaron solamente 20 picos de esfuerzo y se repetirán cíclicamente para observar el comportamiento de la probeta bajo estas cargas.

La máquina diseñada trabaja bajo ciclos completamente reversibles por lo que en cada esfuerzo que se tenga en tensión el lado contrario de la probeta lo tendrá en compresión como muestra la gráfica de la figura 3.29.

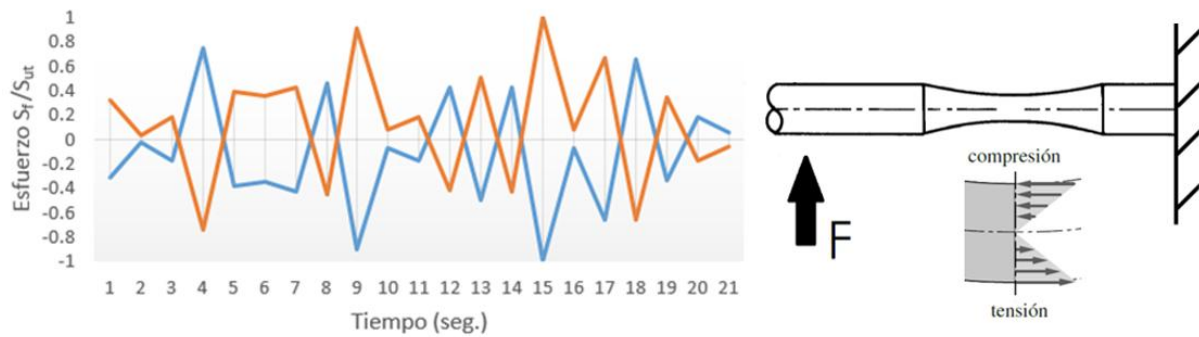


Figura 3. 29 Esfuerzos completamente reversibles del espectro BROAD 64.

Establecido el tipo de espectro que se quiere reproducir, este se ajusta a las condiciones del material que se requiere probar. En este trabajo se diseñó el banco de pruebas para una probeta de acero AISI 1045 estirado en frío la cual, su máximo esfuerzo recomendable, se delimitó en 630 MPa, para alcanzar este esfuerzo la masa excéntrica se debe posicionar al final de su carrera (14 cm) y operar a una velocidad angular de 1000 RPM

Analizando el recorrido de la masa excéntrica del sistema generador de fuerzas centrífugas con base a la carrera del mecanismo generador de fuerza centrífuga y los 20 primeros picos del espectro BROAD 64, (Anexo F) se obtiene la gráfica mostrada en la figura 3.30.

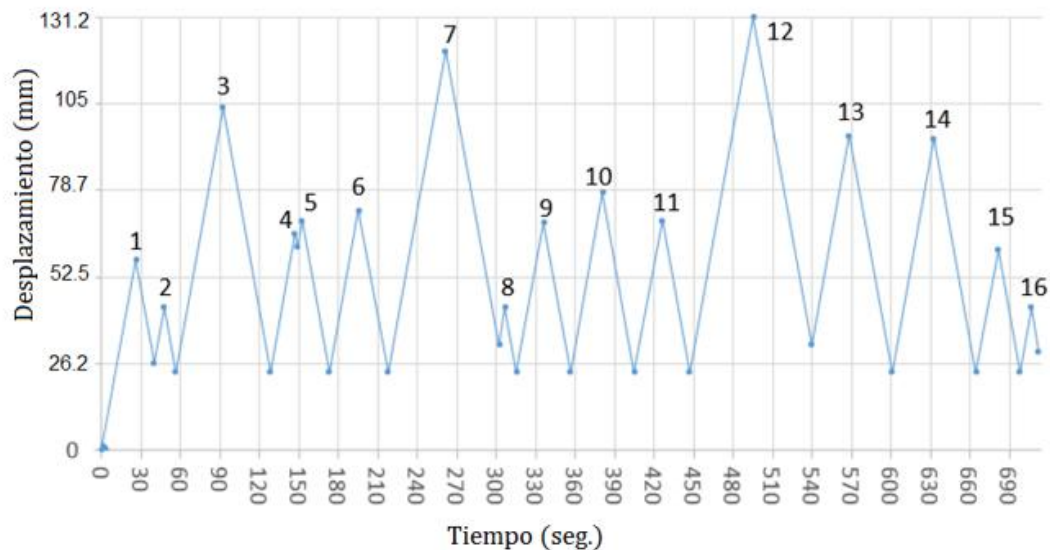


Figura 3. 30 Esfuerzos de flexión del espectro seleccionado a 1000RPM

Para obtener el recorrido de la masa excéntrica se consideró la velocidad del servomotor de (78 RPM) y el avance del tornillo embalado (2mm/rev.), que forman parte del mecanismo generador de fuerzas centrífugas. La gráfica mostrada en la figura 3.31 presenta 16 picos de recorrido lineal y una vez terminado este conteo, éste se repita hasta que el material llegue a la falla; los valores de desplazamiento que se utilizaron fueron con respecto a la carrera del mecanismo generador de fuerza centrífuga la longitud mínima a la que llegan estos valores es de 23.7mm para proporcionar fatiga en el material.

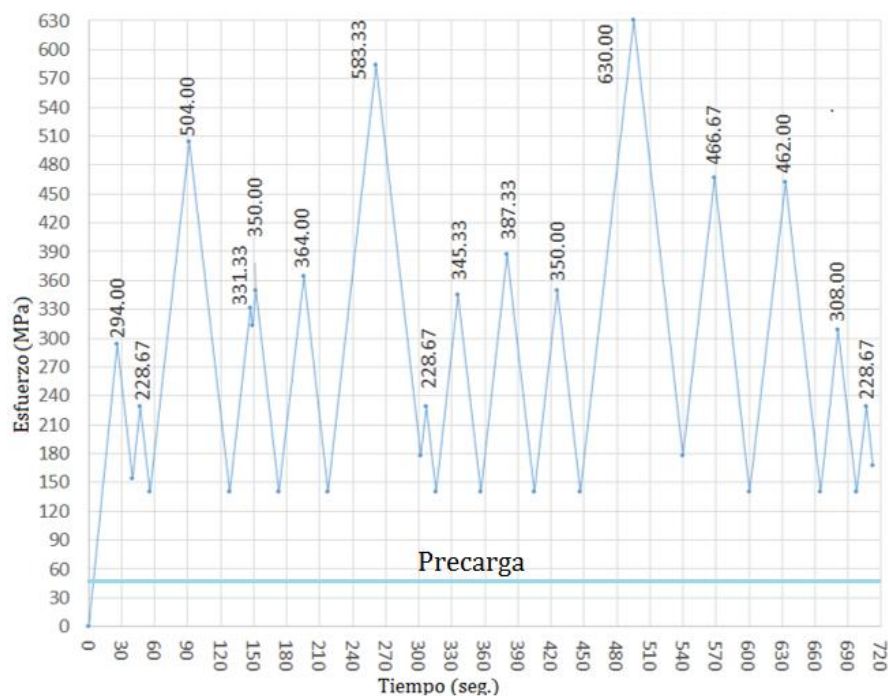


Figura 3. 31 Esfuerzos de flexión del espectro seleccionado a 1000 RPM.

En la figura 3.31 se muestra la gráfica de los esfuerzos que otorga el desbalance de la masa excéntrica, los valores de picos de esfuerzo se graficaron considerando la ecuación 3.3 y la posición de la masa de desbalance. La precarga en el sistema es de 42.29 MPa que es el resultado de ejercer una fuerza de 83.68 N (peso del disco generador de fuerza centrífuga) sobre la probeta diseñada lo cual hará que los valores de los picos de esfuerzo aumenten 42.29MPa.

La frecuencia de operación del segundo sistema es de 500 RPM, este tiene un esfuerzo máximo de 175.35 MPa, por lo que, para estas pruebas, se pueden utilizar materiales que demanden menores esfuerzos para la fatiga de materiales como el aluminio 6061 T6.

En conclusión, se puede tomar cualquier tipo de espectro y probarlo en la máquina de fatiga con las cargas que se deseen variando la frecuencia de operación del motor impulsor y el contrapeso del disco generador de fuerza centrífuga.

Con el banco de pruebas de fatiga propuesto se pueden estudiar distintos de materiales isotrópicos. Ya que en la investigación de Agerskov [20] se comprobó la reducción de la vida de los materiales con cargas de fatiga variables con respecto a las cargas de fatiga constantes, por lo cual se puede realizar una investigación que estudie el límite a la resistencia a la fatiga con cargas de amplitud variable, es decir si los materiales mantienen su resistencia a la falla infinita sometiéndolos a cargas de fatiga variable, o no.

CAPITULO IV

4 Resultados

En este capítulo se presenta la construcción de la máquina de fatiga con los distintos dispositivos que se acoplaron a esta misma y las consideraciones que se tomaron para que el dispositivo funcione adecuadamente.

4.1 Construcción de la base del banco de pruebas de fatiga

La base sobre la que se montó la máquina fue de acero comercial perfil comercial PTR de in la cual una vez medidas todas sus partes, estas se cortaron y barrenaron para posteriormente unirlos con soldadura de arco.

Para fijar el sistema tierra se instalaron 6 taquetes expansivos con sus respectivas medidas (figura 4.2), una vez terminado este trabajo se fijaron todos los componentes de la máquina con tornillos y tuercas comprobando su correcto alineamiento en el sistema.

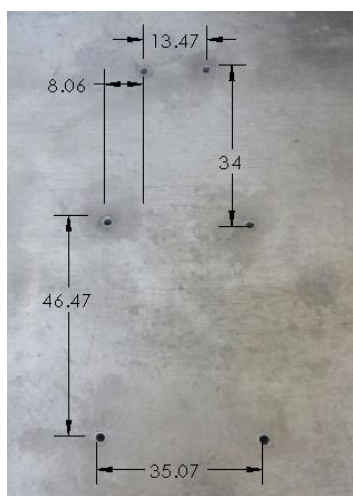


Figura 4. 1 Distancia de los taquetes expansivos para la fijación a tierra de la estructura.

4.2 Sistema de seguridad

Para la protección del disco se instalaron cuatro cadenas de 4.8 mm las cuales no soportan carga durante la prueba, únicamente trabajan cuando esta termina (ruptura de la probeta), antes de realizar las pruebas de fatiga se probaron estas cadenas con el sistema accionado para verificar su correcto desempeño.

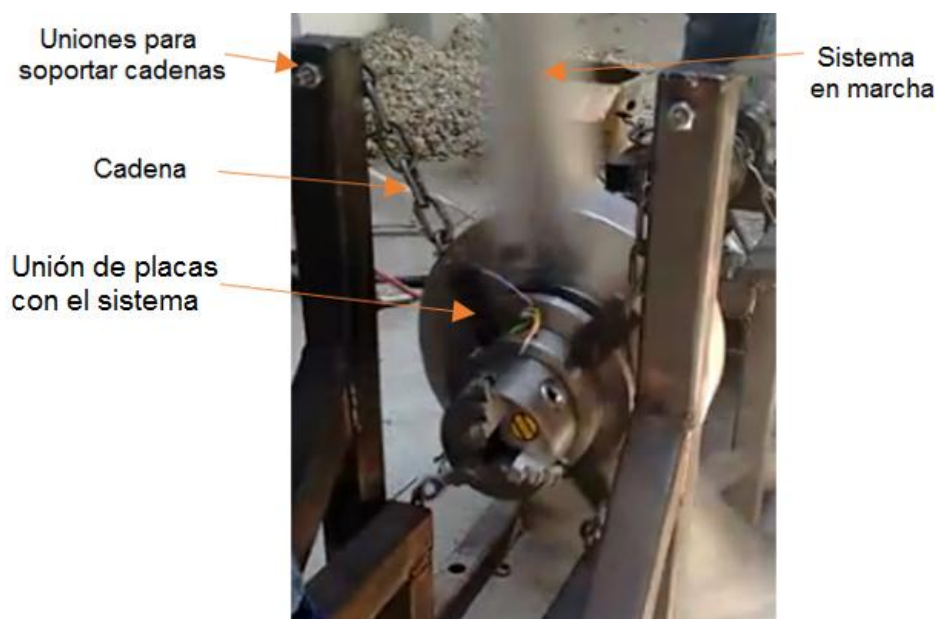


Figura 4. 2 Verificación del sistema de seguridad

En la figura 4.3 se muestra el sistema de seguridad en donde intervienen las cadenas para evitar que el disco choque con otros componentes. Las cadenas se encuentran unidas a la estructura de la máquina por medio de tornillos y a placas unidas al acoplamiento del mandril universal.

El banco de pruebas de fatiga posee un freno de gomas el cual detiene la prueba una vez que la probeta se fracture, o en cualquier momento que se requiera. En la figura 4.3 se muestra el sistema de frenado, el cual cuenta con un pedal con interruptor interno para detener la prueba y al mismo tiempo frenar al sistema.

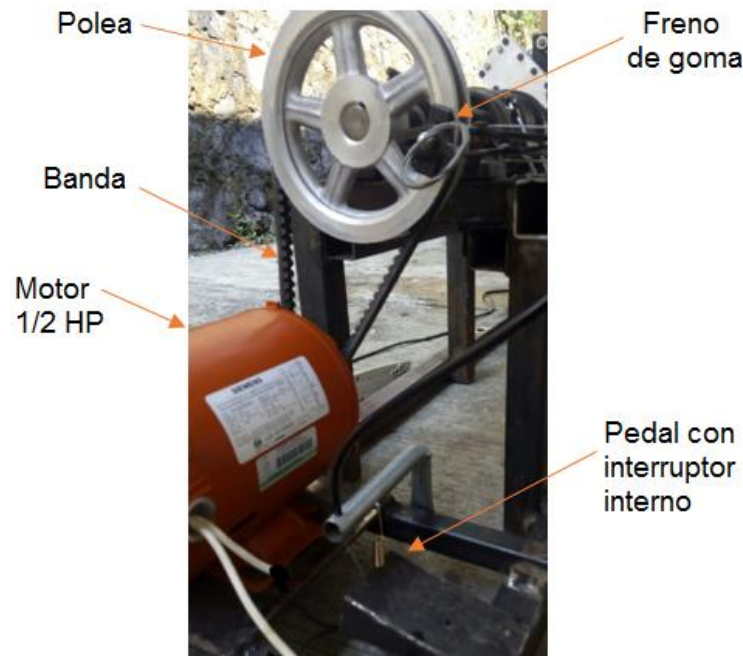


Figura 4. 3 Sistema de encendido, apagado y frenado de la máquina de fatiga.

4.3 Transmisión de potencia

El banco experimental consta de un motor de medio caballo de fuerza que gira a 1800 RPM por lo que se acoplaron 2 poleas de aluminio de 50.8mm (2in) y 88.9mm (3.5in) para el sistema que opera a 1000 RPM y otro par para el sistema que opera a 500 RPM con 50.8 mm (2 in) y 177.8 mm (7 in).

En el transcurso de la prueba, la junta homocinética no disminuye su velocidad a pesar del desbalance que proporciona el disco generador de fuerza centrífuga, pero si aumentan un poco la corriente del motor impulsor debido a su fricción que esta junta presenta.

Acoplado a la junta homocinética se encuentra un par de soportes autoajustables los cuales soportan las cargas radiales girando su eje, para no transmitir las cargas radiales a la polea se instalaron un par de tensores los cuales van unidos a un rodamiento ubicado al final de la junta, el cual hace que se puedan fijar estos tensores sin afectar el giro de la junta, en caso de que estos tensores no estuviesen acoplados al sistema la banda podría desacoplarse de la polea debido a

la cargas alternantes que otorga el sistema de desbalance. En la figura 4.5 se muestran estos componentes de la máquina.

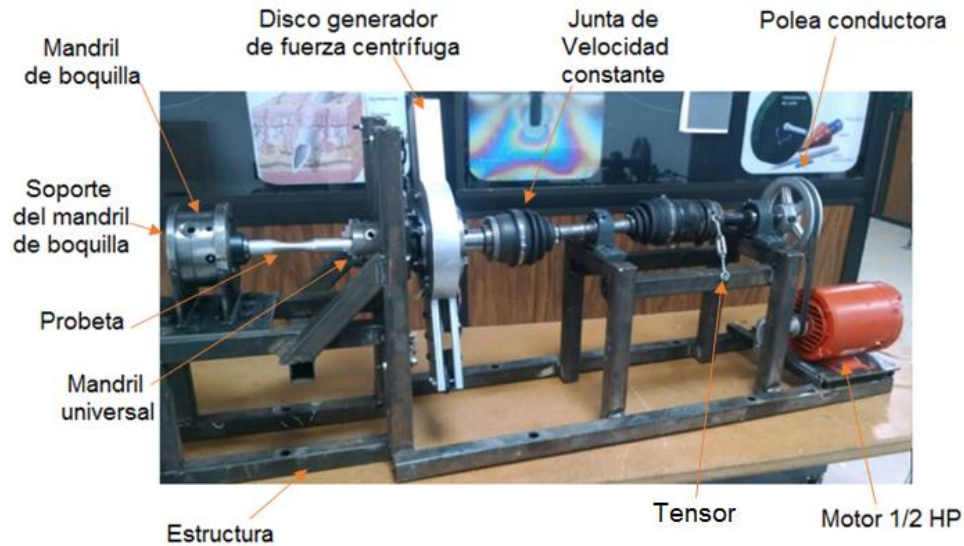


Figura 4. 4 Máquina de fatiga.

Para acoplar la junta homocinética con el disco de desbalance, se utilizaron dos uniones automotrices (mazas), estas se fijaron con 5 tornillos de 15 mm de alta resistencia los cuales traspasan al disco de desbalance y se unen con las mazas automotrices.

Para empotrar el sistema en cantiléver se adquirió un Mandril de boquilla y se diseñó una base para este la cual se observa en el Anexo C.

4.4 Sistema de transmisión de energía

El sistema principal para la transmisión de energía al mecanismo de desbalance es el anillo colector el cual permite que se energice el servomotor. El anillo colector se incorporó dentro de la unión automotriz con rodamiento la cual en un extremo gira junto con el disco generador de fuerzas centrífugas y el otro esta fijó con la probeta y el Mandril de boquilla, por lo que se puede alimentar y controlar al servomotor para posicionar a la masa excéntrica en un punto específico.



Figura 4. 5 Alimentación del servomotor

En la figura 4.5 se observa la alimentación del mecanismo generador de fuerza centrífuga en el cual se realizó un orificio en la unión (mandril-acoplamiento con rodamiento) para suministrar corriente al anillo colector y éste al servomotor.

4.5 Control del mecanismo de desbalance

Para controlar el mecanismo de desbalance se utilizó una fuente de poder, un sistema integrado (Puente H) y un microcontrolador Arduino, en la figura 4.6 se presentan estos dispositivos y la conexión del sistema se muestra en el Anexo D

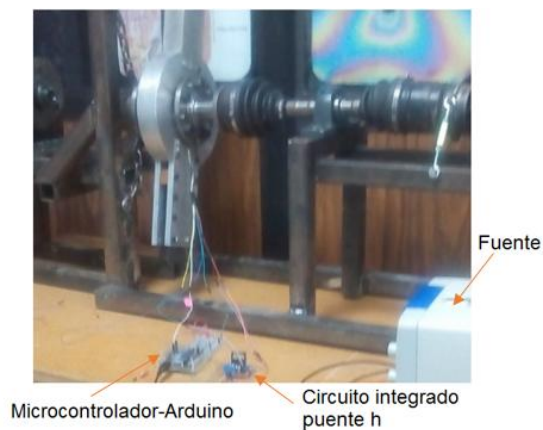


Figura 4. 6 Componentes del sistema de control del mecanismo generador de fuerza centrífuga

El sistema se reprodujo en tiempo real y con base al espectro de carga de la figura 3.30 se presenta la gráfica mostrada en la figura 4.7 la cual su ordenada está dada en grados y su abscisa en segundos, en la figura también se muestra 3 repeticiones de ciclos los cuales tienden a seguir N veces hasta que finalice o se interrumpa la prueba.

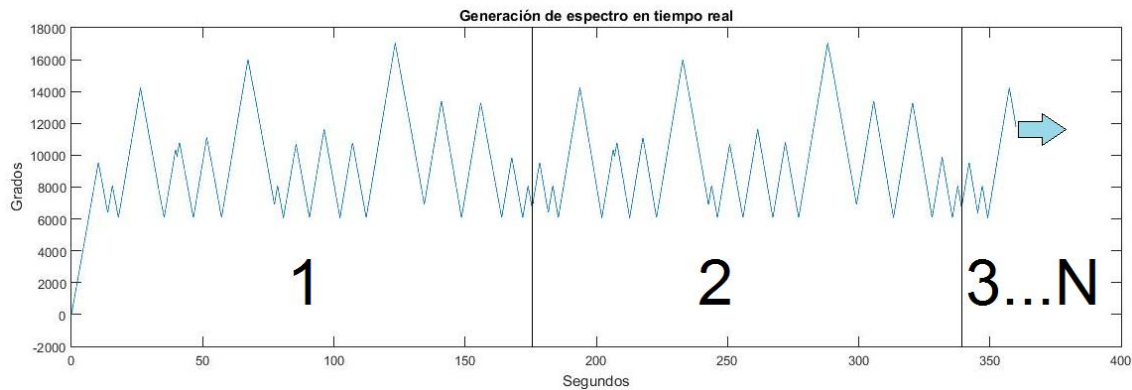


Figura 4. 7 Generación del espectro de fatiga Broad 64 en el sistema desbalanceador

4.6 Puesta en marcha del equipo

El banco experimental se puso en marcha con cargas de amplitud constante a una velocidad de 500RPM y con el contrapeso B (figura 3.12) para cargas moderadas. Estas características ofrecen una carga máxima de 146.25MPa por lo cual se utilizó una probeta de aluminio 6061T6.

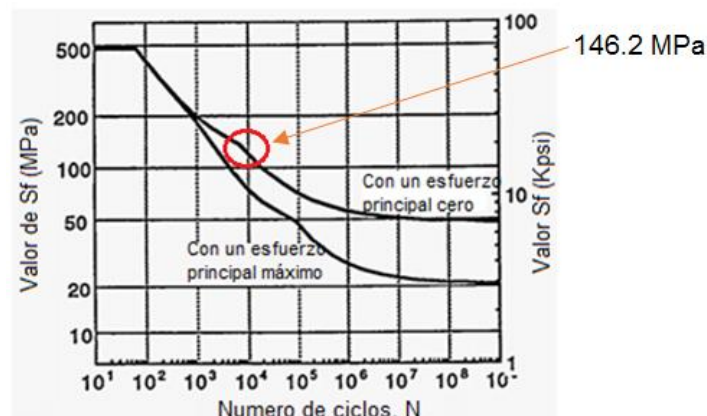


Figura 4. 8 Grafica de vida a la fatiga del aluminio 6061 T6

En la gráfica de la figura se observan dos curvas una de esfuerzos principales máximos y otra de esfuerzo principal cero, debido a que el banco de pruebas reproduce esfuerzos de flexión se tienen un esfuerzo principal cero, considerando los 146.25 MPa se deduce que la probeta fallara a los 10,000 ciclos esto quiere decir que la probeta tardara 3 horas con 20 min

El resultado obtenido de estas pruebas de amplitud constante fue muy cercano a lo que se describió ya que a las 3 horas con 35 minutos se detectó una fractura en la probeta y 20 minutos después ocurrió la ruptura en la figura 4.10 se muestra la ruptura de la probeta de aluminio 6061-T6



Figura 4. 9 Ruptura de probeta de aluminio 6061-T6

El sistema se puso en marcha con 500 y 1000 RPM pero debido a las elevadas cargas que se presentan con 1000 RPM y utilizando el sistema completamente desbalanceado a 500 RPM (sin contrapeso), se optó por trabajar con 500 RPM y con contrapeso por cuestiones de seguridad.

En la prueba que se realizó con el control de la masa de desbalance la cual sigue un espectro de carga programado no cumplió con lo establecido ya que el circuito integrado al puente H se sobrecalentó debido a las altas cargas que el servo motor demandaba para recorrer la masa de desbalance en contra de la fuerza centrífuga del por lo que se recomienda adquirir para futuros trabajos un circuito integrado puente h que soporte una mayor corriente eléctrica.

CAPÍTULO V

5 Conclusiones y trabajo futuro

En el presente trabajo se diseñó y construyó un dispositivo para pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable sobre probetas de sección circular bajo el principio de flexión alternante de una viga en cantiléver. El trabajo se divide en el diseño conceptual de la máquina a partir de un dispositivo de vibración forzada en el cual se varía la fuerza centrífuga mediante el cambio de posición radial de la masa de desbalance cuyo radio otorga cargas de fatiga que van desde los 42.29 MPa hasta el esfuerzo último a la tensión del acero AISI 1045. El diseño de la máquina se basó en las dimensiones de probeta establecidas por la norma ASTM E466-96, a partir de las cuales se calculó la fuerza máxima que la máquina puede ejercer sobre la probeta. Por otro lado, se diseñó un control electrónico para el movimiento radial de la masa de desbalance, el cual permite que la máquina pueda replicar espectros reales de carga dinámica sobre un material. De este trabajo se establecen las siguientes conclusiones:

1. Se diseñó y construyó un dispositivo de fatiga de alto ciclo capaz de replicar espectros de carga dinámica de amplitud variable.
2. Se diseñó y construyó un disco de desbalance que puede aplicar fuerza centrífuga sobre una viga en cantiléver en los rangos de 42.29 MPa y 630 MPa lo cual permite la caracterización a fatiga de amplitud variable de materiales metálicos de media resistencia.
3. El principio de funcionamiento del dispositivo es la aplicación de vibración forzada sobre el extremo de una viga en cantiléver, por lo que sólo es necesario impulsar el movimiento angular de un disco de desbalance, lo que permite un bajo consumo de energía durante su operación, a diferencia, por ejemplo, de dispositivos hidráulicos, en el cual es necesario mantener una alta presión en el fluido de trabajo.

4. El dispositivo puede operar en dos configuraciones distintas: la primera configuración otorga una carga mínima igual a la precarga del disco de desbalance (42.29 MPa) y el segundo una precarga mínima igual al límite de resistencia a la fatiga (315MPa) Se propusieron un par de cargas en el sistema las cuales se pueden utilizar para distintos materiales o espectros que se deseen utilizar.
5. Durante las pruebas de operación, se replicó el espectro de carga BROAD 64 reportado en la literatura, el cual se adaptó a ciclos reversibles sobre una probeta de aluminio 6061-T6 y se demostró la funcionalidad del dispositivo.

Con base en las conclusiones, se proponen las siguientes actividades futuras:

1. Calibrar la máquina para parámetros de carga y velocidad angular, para obtener certidumbre de la aplicación de espectros de carga de interés para investigación.
2. Incorporar un motor de mayor velocidad para mover la masa de desbalance, con el propósito de replicar espectros de carga de amplitud variable de mayor complejidad.
3. Incorporar al dispositivo un sistema de seguridad.
4. Caracterizar dinámicamente la máquina con el propósito de identificar sus velocidades críticas y evitarlas durante la prueba de fatiga.
5. Mejorar la técnica de control electrónico del motor que impulsa la masa de desbalance, para considerar la compensación entre el desplazamiento real de ésta y la calculada.
6. Realizar pruebas de fatiga de amplitud variable.

Anexo A. Factores de Marín

Este factor indica la calidad del acabado de la superficie ya que esta afecta en gran medida las pruebas de fatiga. Las superficies que se indican en estos factores son esmerilado, maquinado, laminado en caliente, y forjado. Estos factores son valores adimensionales los son la relación del límite de resistencia a la fatiga y resistencia última a la tensión y se representan mediante la ecuación A-1.

- Factores de superficie K_a

$$K_a = aS_{ut}^b \quad 3.2$$

- Donde S_{ut}^b es la resistencia mínima a la tensión de los valores que se encuentran en la tabla A-1

• Superficie	Factor a	Exponente	
Acabado superficial	S_{ut} Kps	S_{ut} MPa	b
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla A- 1 Coeficientes para diferentes tipos de superficies que influyen en la fatiga de materiales [8].

- Factor de tamaño

En una prueba con un material más grande a pesar de sus dimensiones tiene una vida a la fatiga menor que otros más pequeño ya que hay más probabilidad que se tenga una muesca,

grieta o cualquier otra afectación que pueda causar problemas, el factor de tamaño en pruebas de flexión y torsión se expresan en las ecuaciones A-2, A3, A4 y A5

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-1.107} & 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2plg & \text{A-1.} \\ 0.91d^{-0.157} & & 2 \leq d \leq 10plg & \text{A-2.} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51plg & \text{A-3.} \\ 1.51d^{-0.157} & & 51 \leq d \leq 254plg & \text{A-4.} \end{cases}$$

Para la carga axial no hay efecto de tamaño por lo cual $k_b=1$

- Factor de carga

El factor de carga indica cómo afecta el tipo de pruebas que se realizan en las probetas o muestras, estas se toman directamente con los valores de la tabla A-2 dependiendo que tipo de pruebas se hallan hecho.

$k_c=$	1	Carga a Flexión
	0.85	Carga Axial
	0.59	Carga a torsión

Tabla A- 2 Factores de carga en pruebas de fatiga

- Factor de temperatura

Comúnmente se realizan ensayos de fatiga en donde se requiere acercar a los materiales a sus temperaturas de operación ya sean altas bajas o estándar para saber si se trata de una fractura frágil o en la que la resistencia a la fluencia disminuye.

Para temperatura moderadamente altas se han propuesto varias fórmulas de aproximación para reducir el límite de resistencia a la fatiga Norton [7] sugiere el siguiente criterio basado en datos para aceros como se muestra en la tabla A3.

Para $T \leq 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($840\text{ }^{\circ}\text{F}$):	$C_{temp} = 1$
Para $450\text{ }^{\circ}\text{C} < T \leq 550\text{ }^{\circ}\text{C}$:	$C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$
Para $840\text{ }^{\circ}\text{F} < T \leq 1020\text{ }^{\circ}\text{F}$:	$C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$

Tabla A- 3 Factores de temperatura que afectan a las pruebas de fatiga [2]

- Factores de confiabilidad

Para proporcionar la resistencia de un material que se requiera con más certidumbre que llegue a los esfuerzos proporcionados se añade este factor de confiabilidad la cual indica la ecuación A-6.

$$k_e = 1 - 0.08Z_a \quad \text{A-5.}$$

Donde Z_a se presenta en la tabla A-4 donde se muestran los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar comunes.

Confiabilidad %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla A- 4 Factores de confiabilidad que intervienen en la fatiga de materiales [17].

- Factores de efectos varios

Estos factores se incluyen cuando se trabaja en entornos ambientales muy especiales ya sea exposición a gases, corrosión, vacío entre otros. Este tipo de efectos se presenta en la figura A-1 en la cual se muestra cómo afectan de manera muy general estos factores.

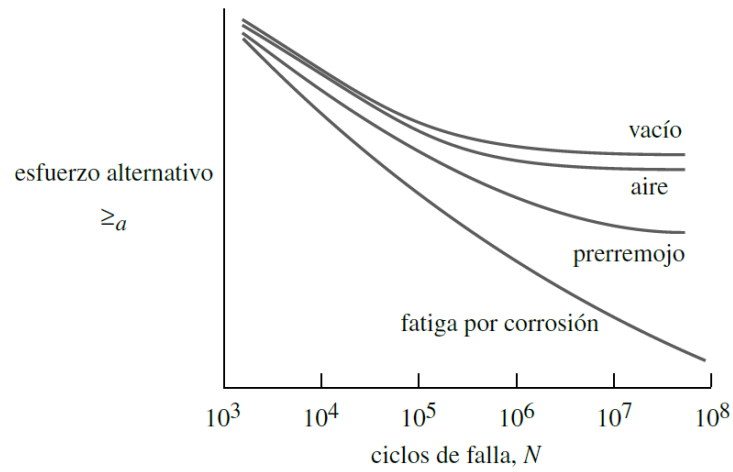


Figura A- 1 Factores de efectos varios en la fatiga de materiales [7]

- Límite de resistencia a la fatiga

Este análisis de falla, es un método rápido para estimar los límites de resistencia, en el caso de aceros se estima el límite de resistencia como se muestra en la tabla A-5

$S'e =$	$0.5S_{ut}$	$S_{ut} \leq kpsi(1\ 400\ MPa)$
	100 kpsi	$S_{ut} > 200\ Kpsi$
	700 MPa	$S_{ut} > 1\ 400\ Mpa$

Tabla 2. 2 Limite de resistencia a la fatiga para distintos esfuerzos [17].

Anexo B. Descripción del sistema generador de fuerza centrífuga

B-1. Base del mecanismo generador de fuerza centrífuga

La base del mecanismo de desbalance es un cilindro con maquinados que se ajustan al ensamble de todos los componentes del disco de desbalance. Consta de maquinados rectangulares en sus dos extremos para el ensamble del contrapeso y otro para el ensamble del mecanismo de desbalance en la parte central del disco se observan cinco barrenos pasados los cuales sujetan las mazas automotrices mientras en la parte superior se muestra un maquinado circular que es la parte donde asienta la masa automotriz también en el mismo centro de la base se observa un maquinado rectangular que es donde se fija la base del servomotor, en esta parte también se muestran 4 barrenos roscados los cuales fijan a esta base en la figura B-1 se observa este maquinado

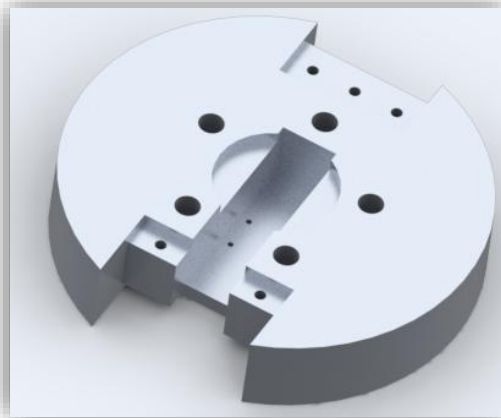


Figura B- 1 Base del mecanismo generador de fuerza centrífuga

B-2. Base para rodamiento guía

Esta es una base para guiar al tornillo que transmitirá la potencia y la cual está unida a la base principal del disco de desbalance. Esta base cuenta dos orificios en los extremos superiores

pasados para unirlos a la base principal y un orificio central en el cual se colocará un cojinete. La base para rodamiento tendrá una reducción de área en su orificio central para la salida de este tornillo.

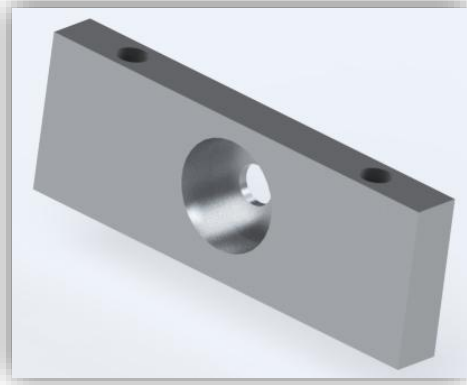


Figura B- 2 Base para rodamiento guía

B-3. Rodamiento guía del tornillo embalado

Este rodamiento guía al tornillo que transmite la potencia. El tornillo que pasa por este rodamiento tiene una reducción de área o cambio de sección

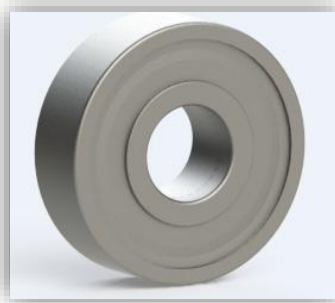


Figura B- 3 Rodamiento guía

B-4. Anillo de retención

Este anillo de retención protege al motor de las cargas axiales que pueda tener del mecanismo de desbalance .



Figura B- 4 Anillo de retención

B-5. Coplee motor a tornillo

Este coplee une la flecha del servomotor y un extremo del tornillo embalado el cual tiene una reducción de 8 a 4 mm en la figura B-5 se observa este coplee.

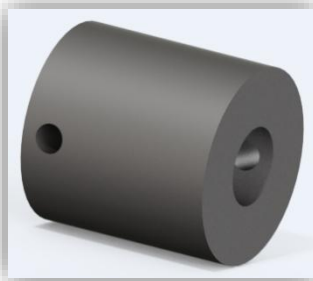


Figura B- 5 Cople servomotor-tornillo embalado.

B-6. Servomotor

Transmite el torque necesario al tornillo embalado para desplazar la masa de desbalance de un punto a otro, superando a la fuerza centrífuga que este desbalance genere y restringiendo el movimiento que le pueda proporcionar esta fuerza a la masa de desbalance

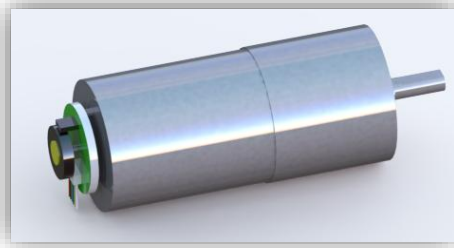


Figura B- 6 Servomotor

B-7. Base de servomotor

Sostiene y fija al servomotor que transmite la potencia, esta base está unida a la base principal del mecanismo de desbalance.

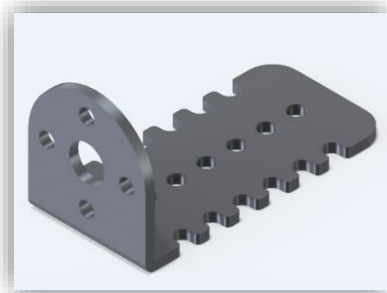


Figura B- 7 Base servomotor

B-8. Tornillo embalado

Este tornillo guía a la masa de desbalance y tiene sus dos extremos maquinados para que la carga que generé esta masa de desbalance no se transmita a la flecha del servomotor en un extremo se tiene una reducción de área para el rodamiento con soportes de piso y en el otro para el coplee que se una al motor, anillo de retención y para el rodamiento sencillo que es del mismo diámetro que el diámetro del coplee.



Figura B- 8 Tornillo embalado

B-9. Tuerca embalada

Esta tuerca resiste cargas elevadas y se desplaza fácilmente alrededor del tornillo ya que tiene una baja resistencia a la fricción por el mecanismo embalado que tiene dentro de la misma tuerca.

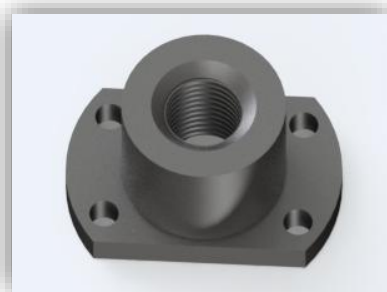


Figura B- 9 Tuerca embalada

B-10. Masa de excéntrica

La masa excéntrica va sujeta al husillo embalado y tiene el peso necesario para generar una fuerza centrífuga que requiere la probeta para superar su límite de resistencia a la fatiga y la probeta empiece a tener un daño considerable a partir de cierta longitud.

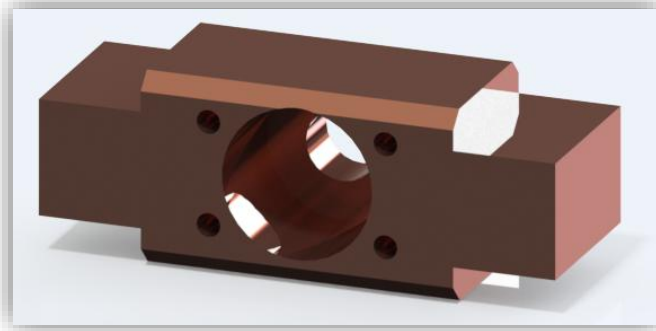


Figura B- 10 Masa de excéntrico

B-11. Brazo guía del mecanismo de desbalance

Este consta principalmente de dos placas las cuales guían principalmente al mecanismo de desbalance mediante el tornillo embalado.

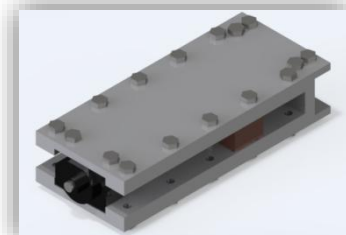
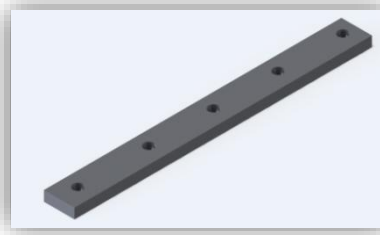
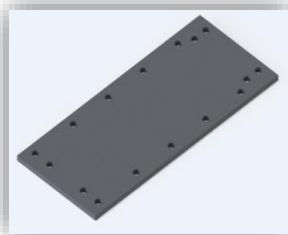


Figura B- 11 Componentes y brazo guía del sistema de desbalance.

B-12. Brazo de contrapeso

Este brazo proporciona un contrapeso para balancear la carga que aporte el otro extremo con su masa de desbalance en caso de que se requieran espectros de carga muy bajos, este brazo está sujeto a la base principal del mecanismo de desbalance.

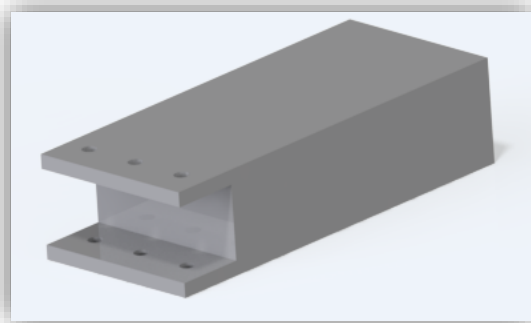


Figura B- 12 Contrapeso del sistema de desbalance.

B-13. Rodamiento con soporte.

Este rodamiento es capaz de soportar las cargas que genere la fuerza centrífuga de la masa de desbalanceo, este rodamiento está sujeto al riel del que guía a la masa de desbalance.

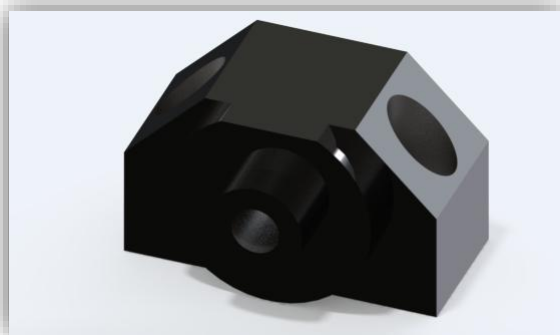
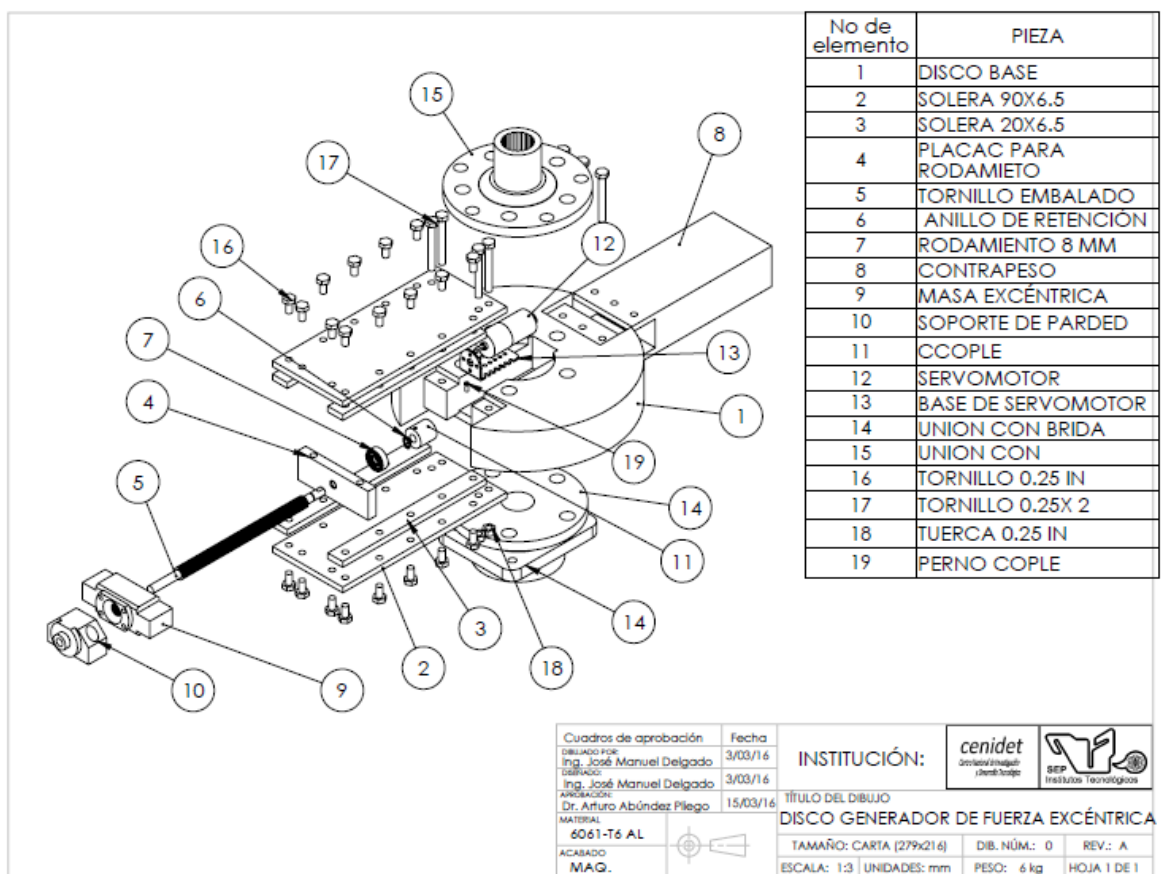


Figura B- 13 Soporte con rodamiento de alta carga.

Anexo C. Maquinado de piezas

En esta sección se muestran las piezas maquinadas del disco de desbalance y los acoplamientos de este para la transmisión de movimiento rotacional y lineal.



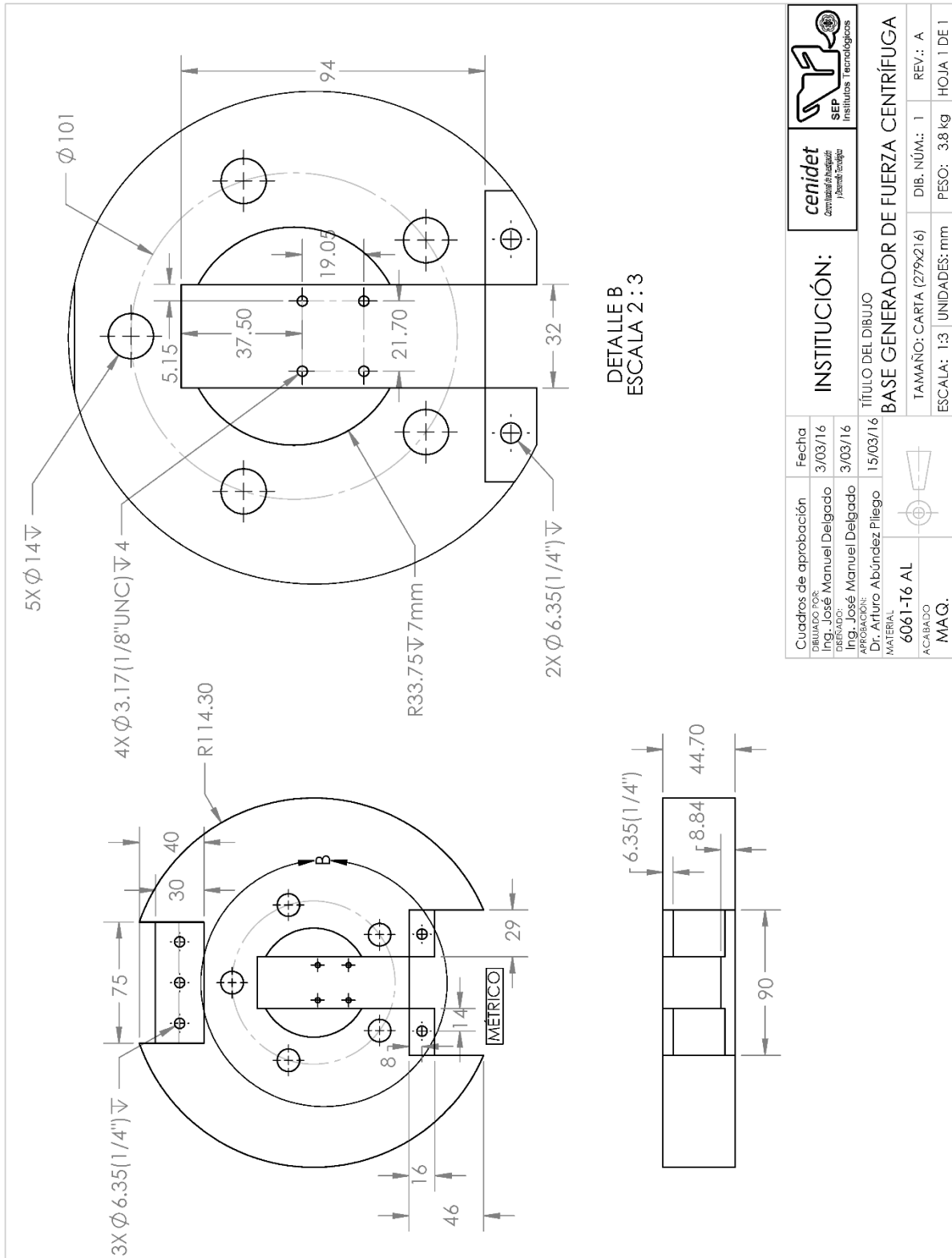


Figura C- 1 Acotación de base generador de fuerza centrífuga

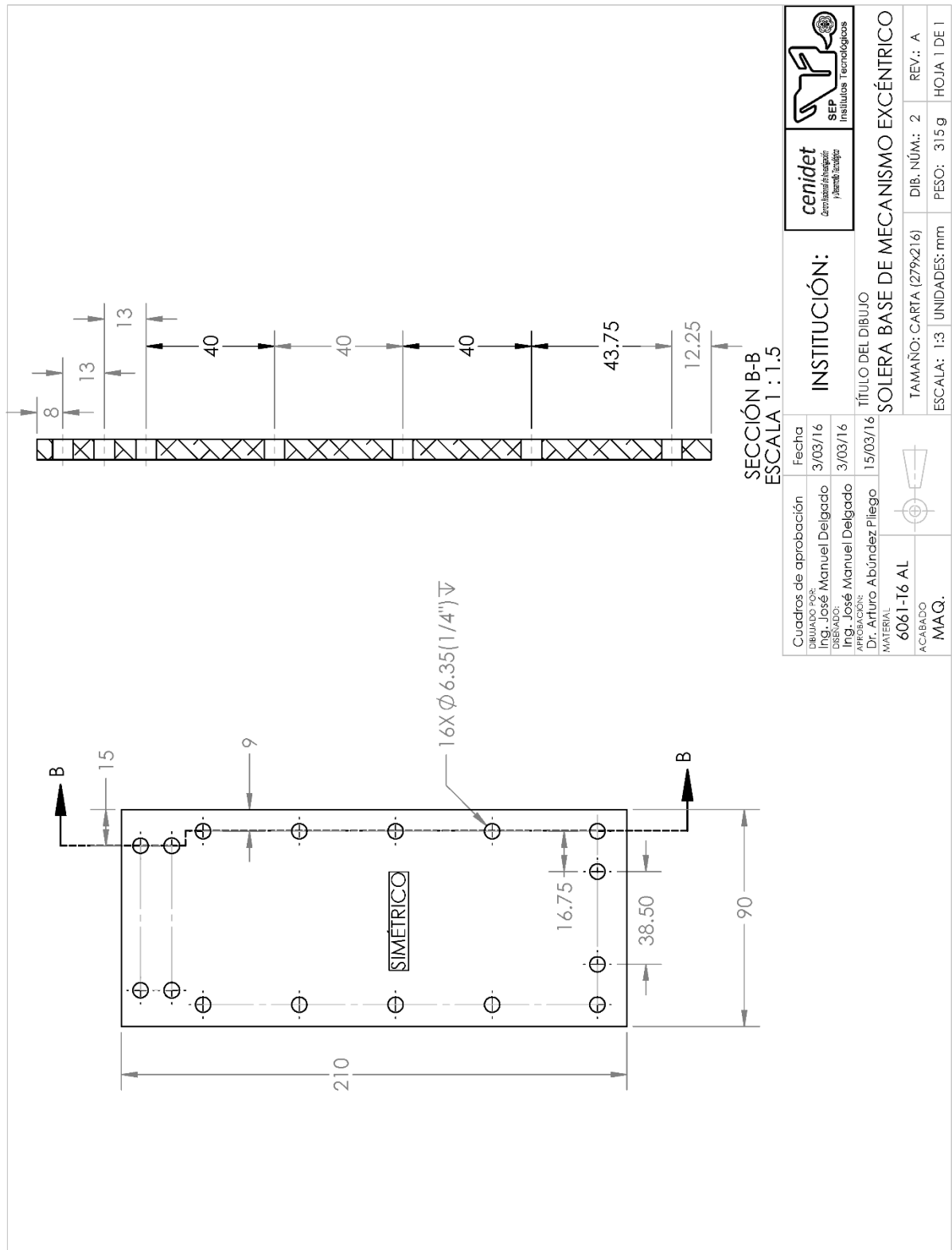


Figura C- 2 Acotación de solera de mecanismo excéntrico

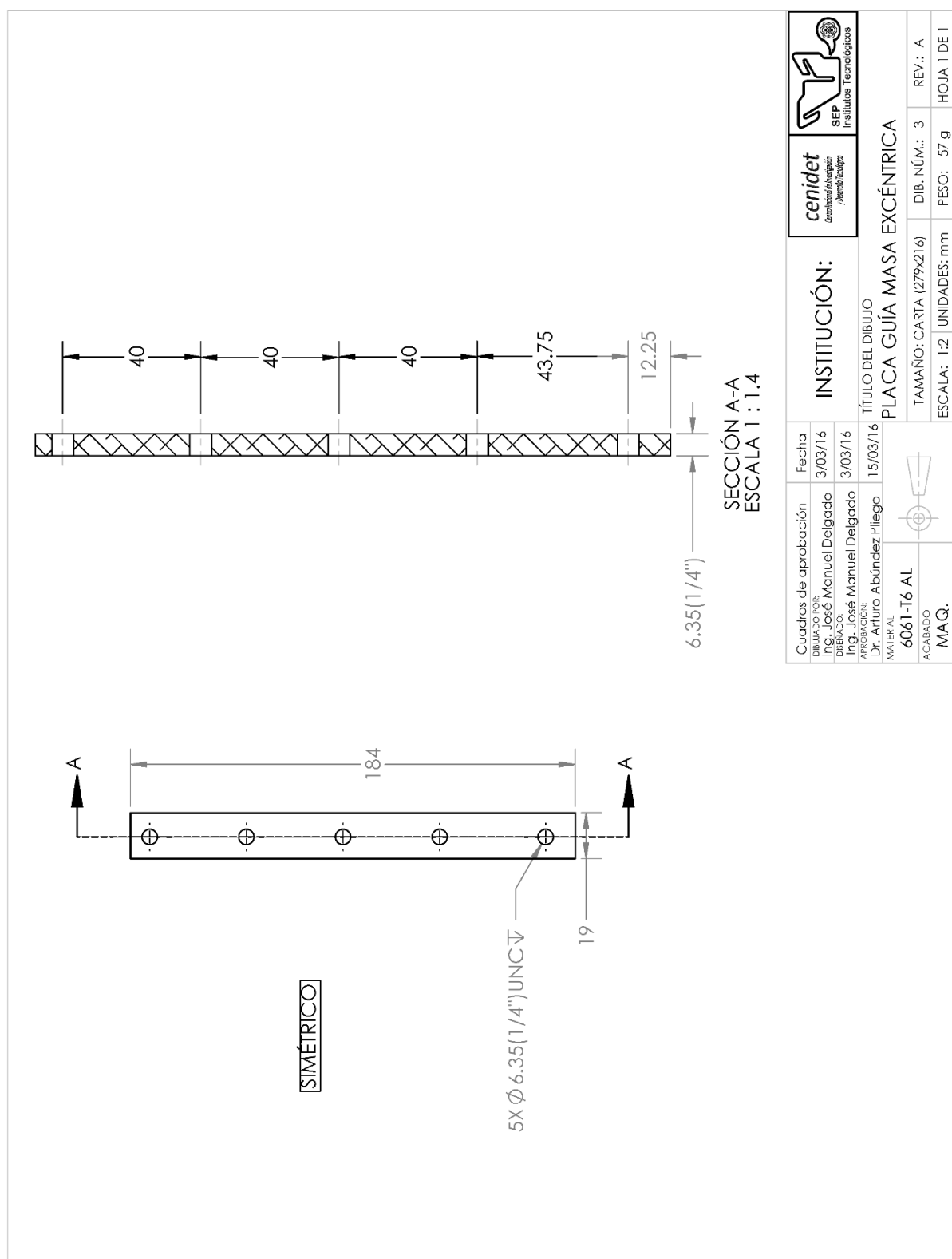
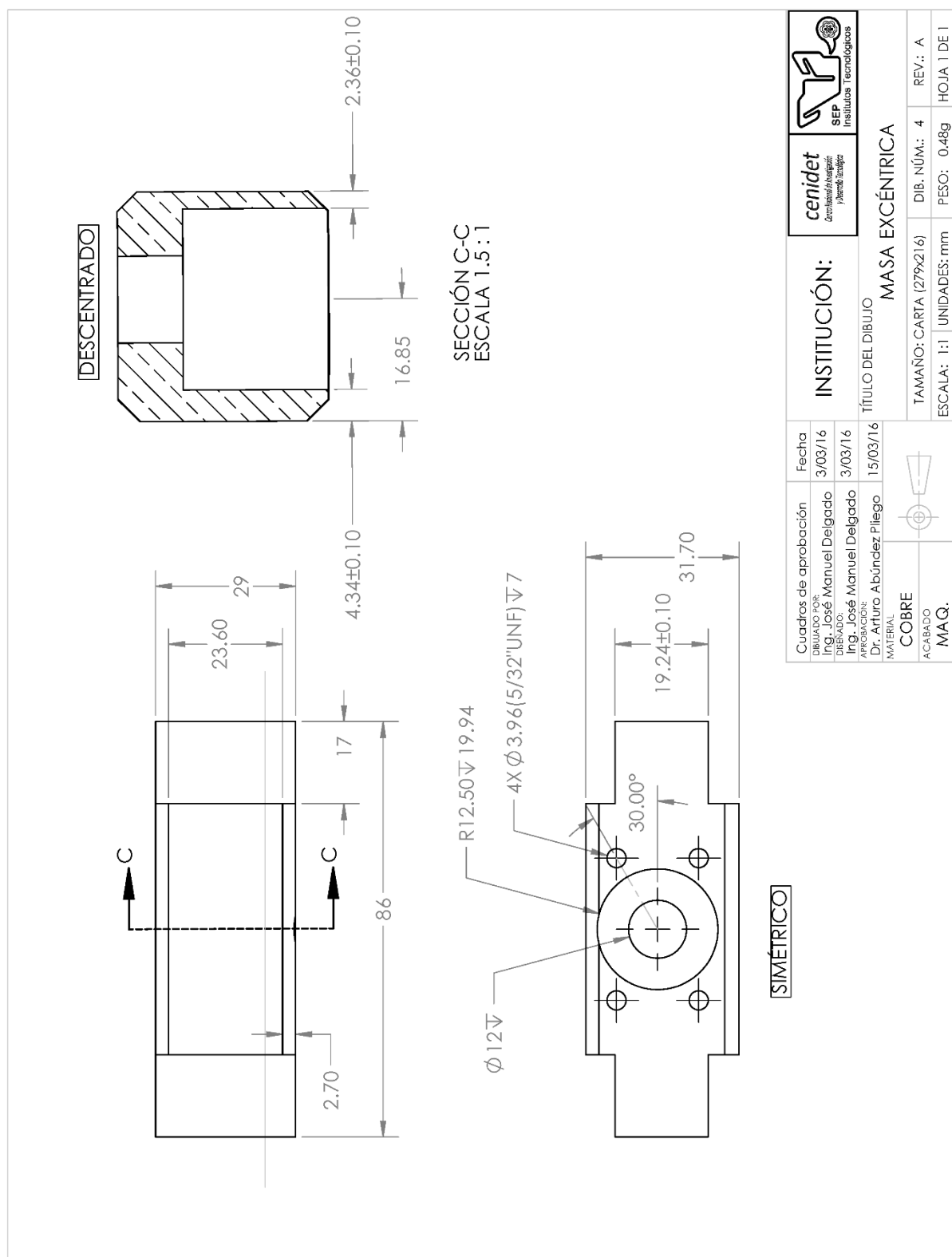


Figura C- 3 Acotación de placa masa excéntrica



Cuadros de aprobación		Fecha		
DIBUJADO POR: Ing. José Manuel Delgado		3/03/16		
DIBUJADO: Ing. José Manuel Delgado		3/03/16		
APROBACIÓN: Dr. Arturo Abundez Pliego		15/03/16		
MATERIAL		TÍTULO DEL DIBUJO		
COBRE		MASA EXCÉNTRICA		
ACABADO				
MAQ.				
		TAMAÑO: CARTA (279x216)		DIB. NÚM.: 4
		ESCALA: 1:1		UNIDADES: mm
		PESO: 0.48g		HOJA 1 DE 1
				REV.: A

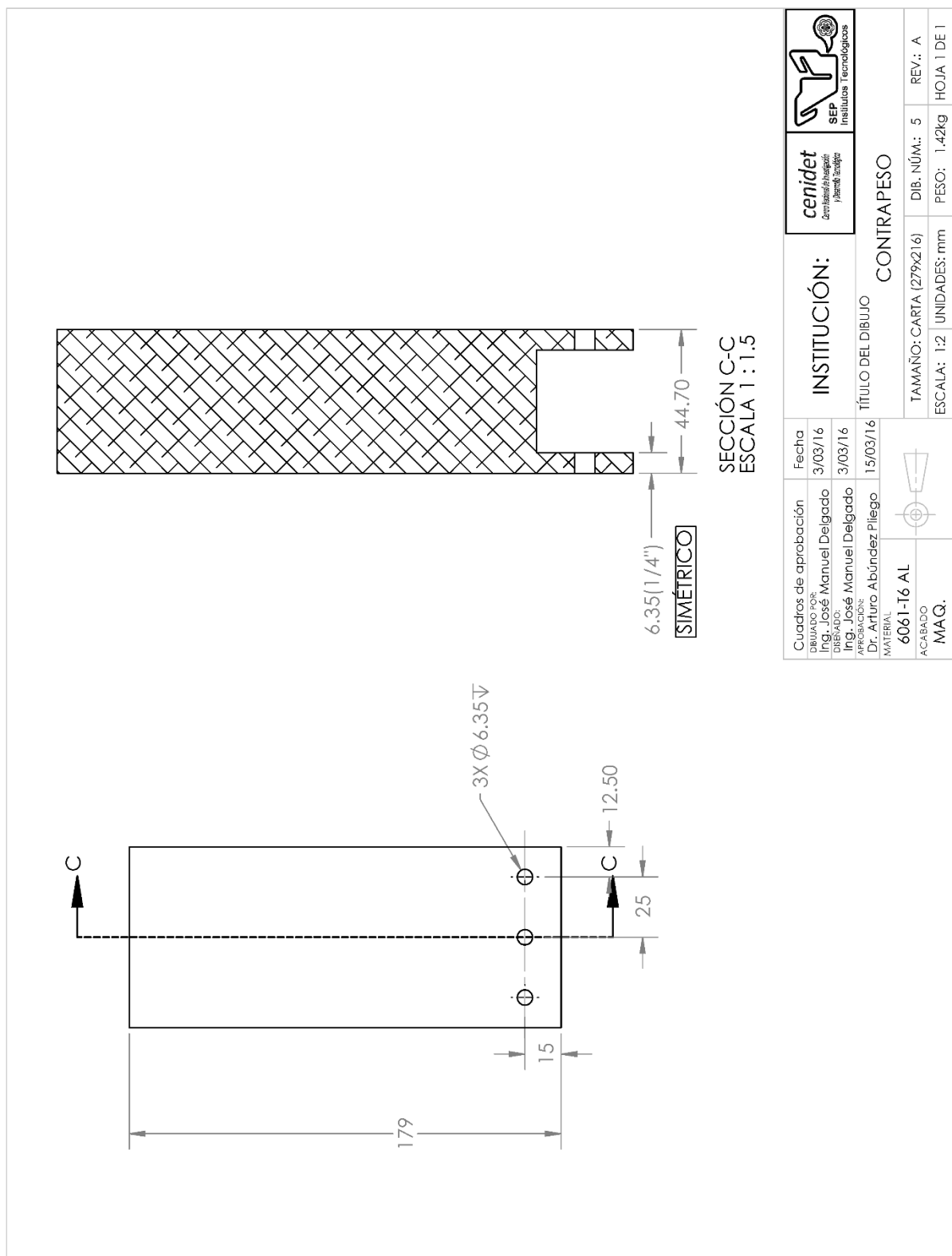


Figura C- 5 Acotación contrapeso

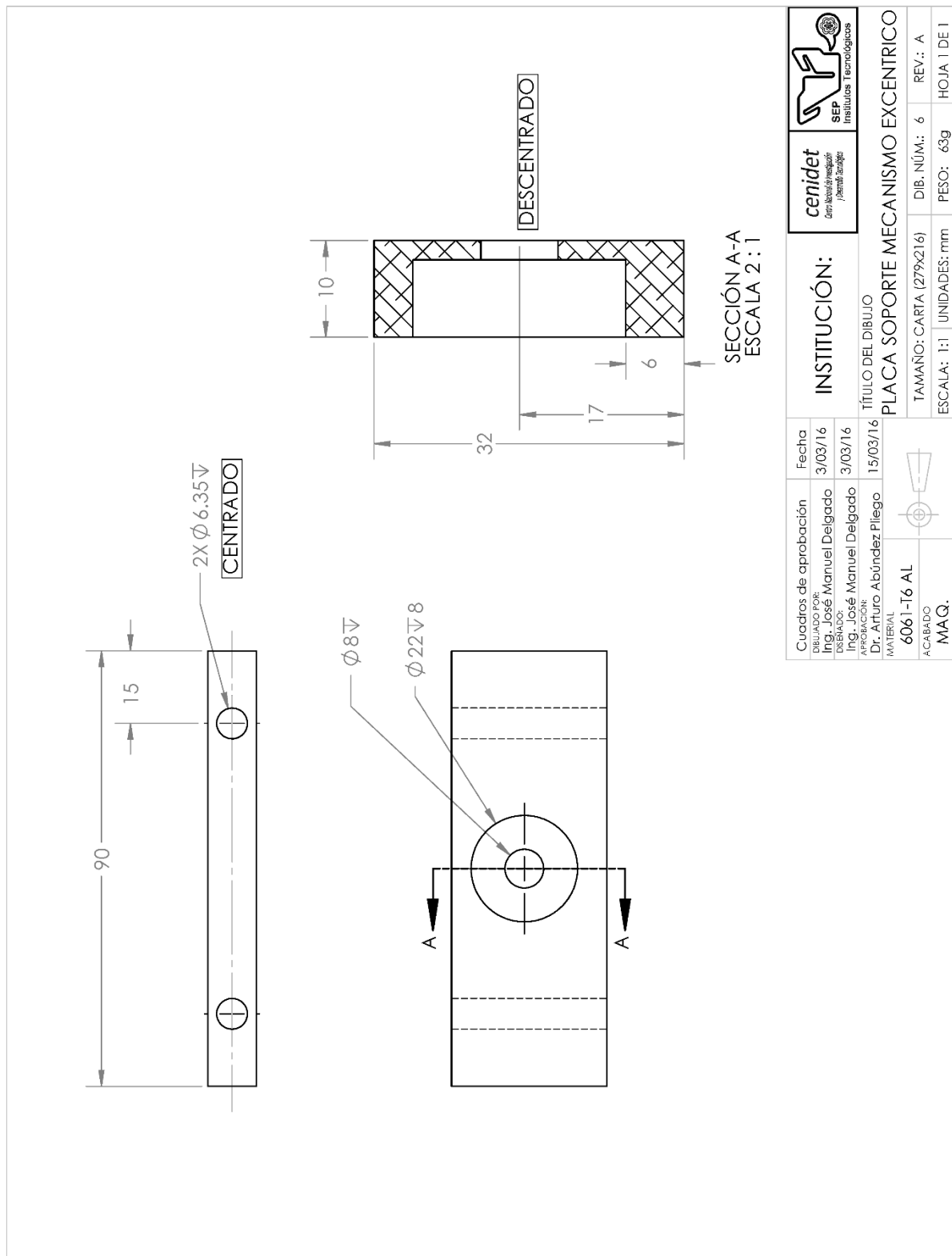


Figura C- 6Acotación placa soporte mecanismo excéntrico

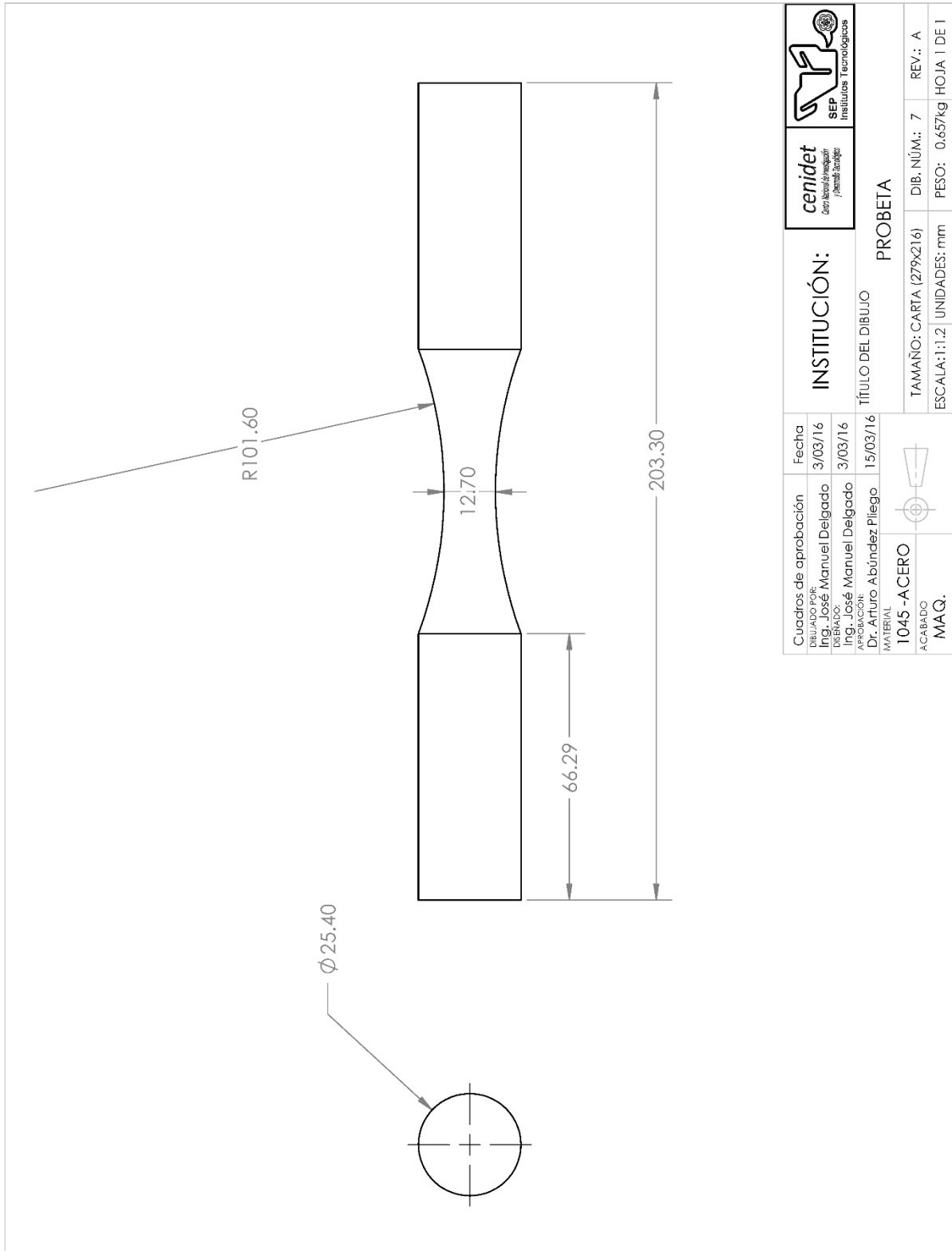
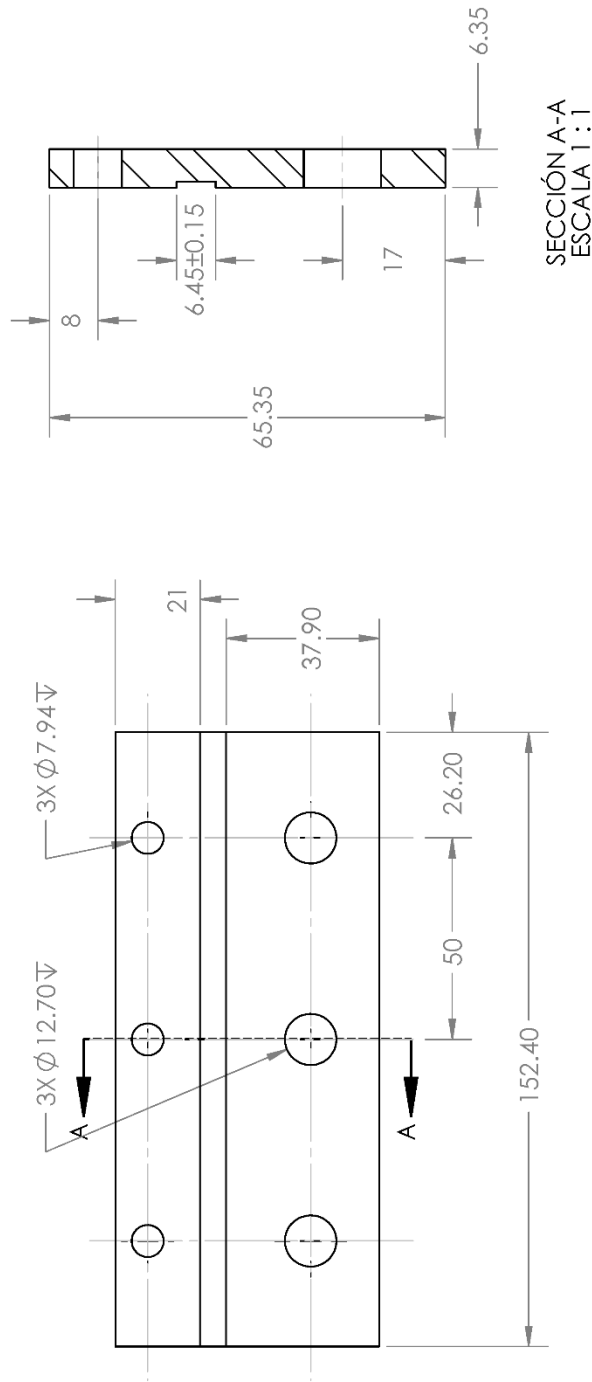


Figura C- 7 Acotación probeta



cenidet Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		 SEP Secretaría de Educación Pública	
INSTITUCIÓN:		TÍTULO DEL DIBUJO: BASE INFERIOR MANDRIL DE BOQUILLA	
CUADROS DE APROBACIÓN		TAMAÑO: CARTA (279x216)	
DIBUJADO POR: Ing. José Manuel Delgado		DIB. NÚM.: 8	
DISEÑADO: Ing. José Manuel Delgado		REV.: A	
APROBACIÓN: Dr. Arturo Abúndez Pilego		PESO: 0.46 kg	
MATERIAL: 1045 ACERO		UNIDADES: mm	
ACABADO: MAQ.		HOJA 1 DE 1	

Figura C- 8 Acotación base inferior mandril de boquilla

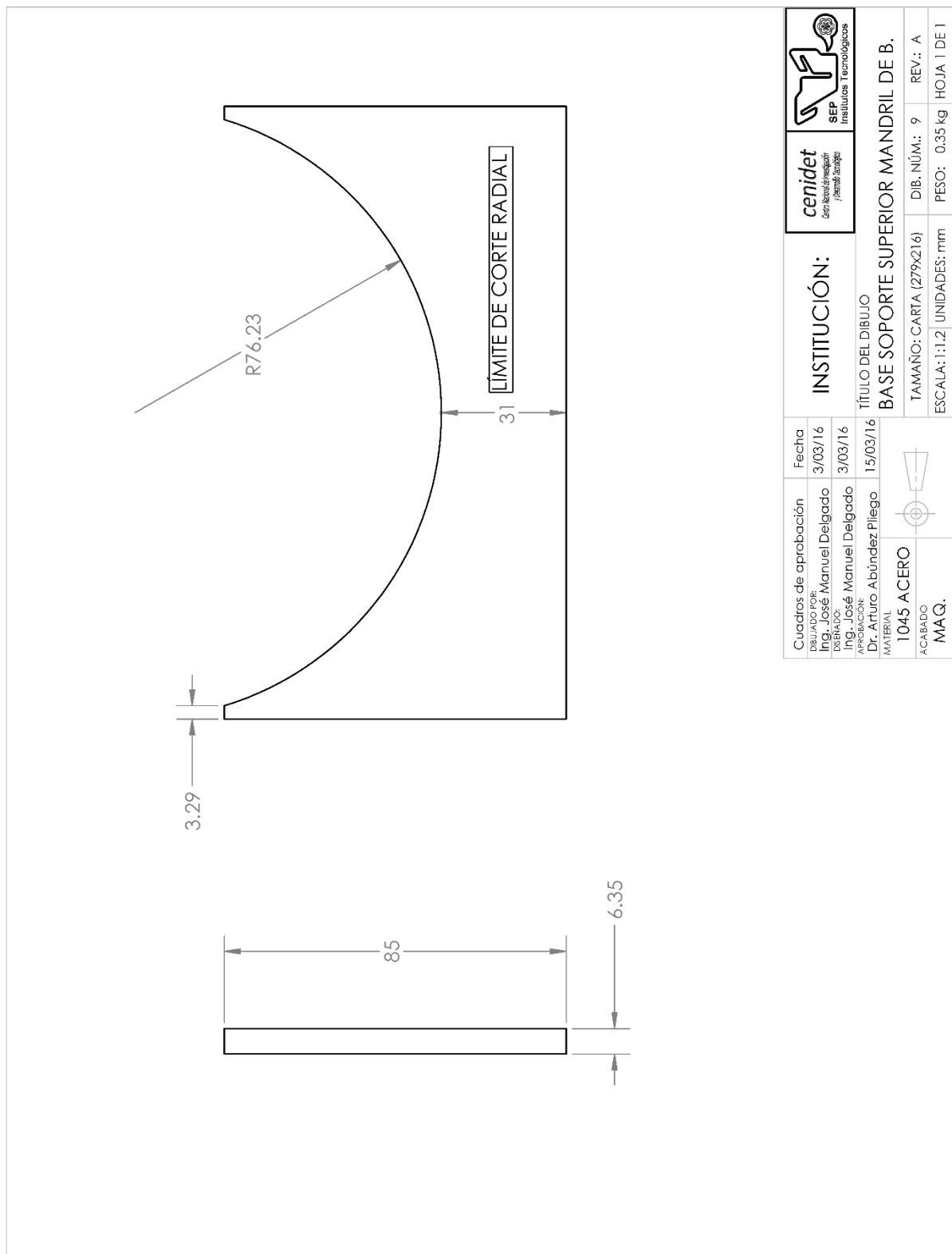


Figura C- 9 Acotación base soporte superior mandril de boquilla

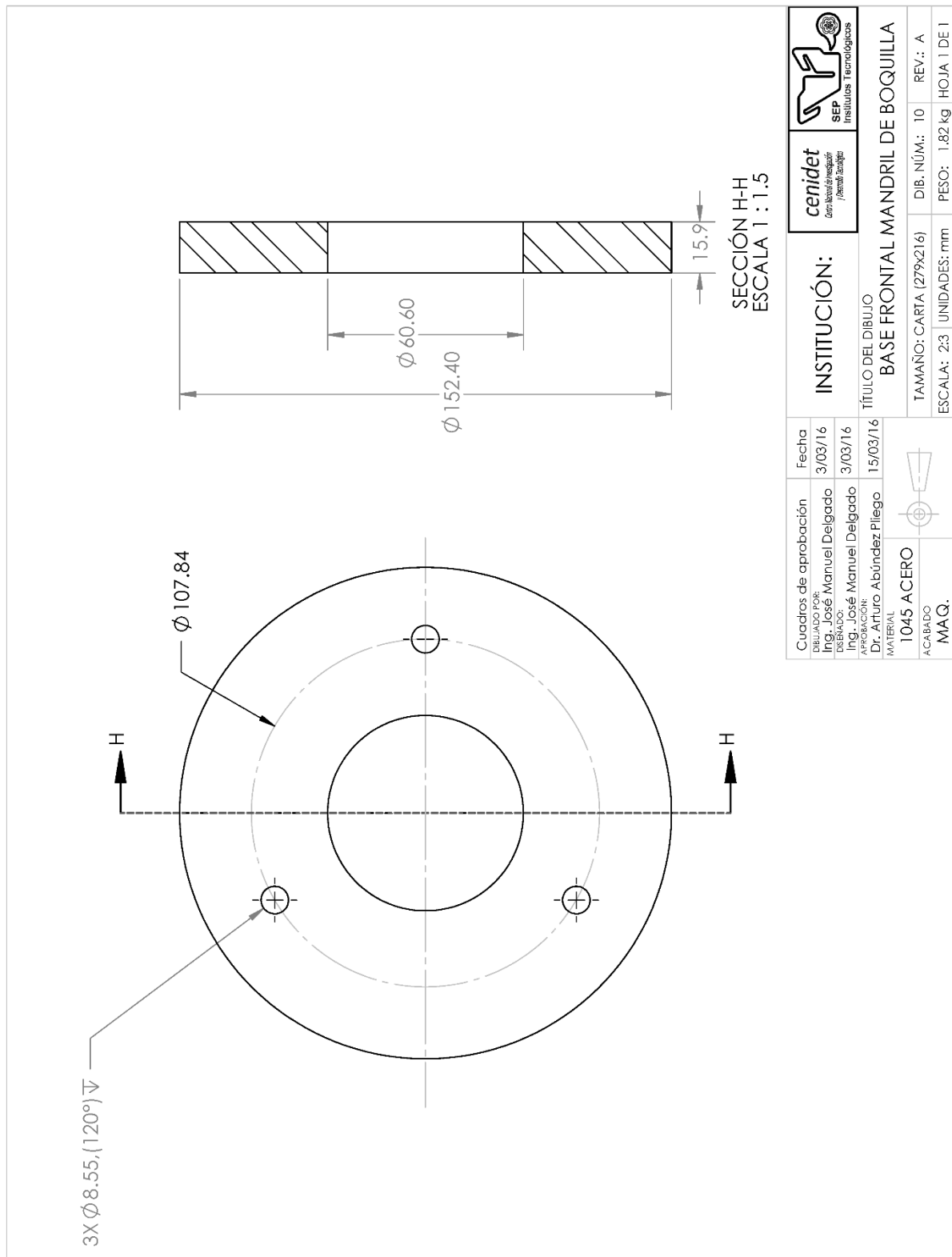


Figura C- 10 Acotación base frontal mandril de boquilla

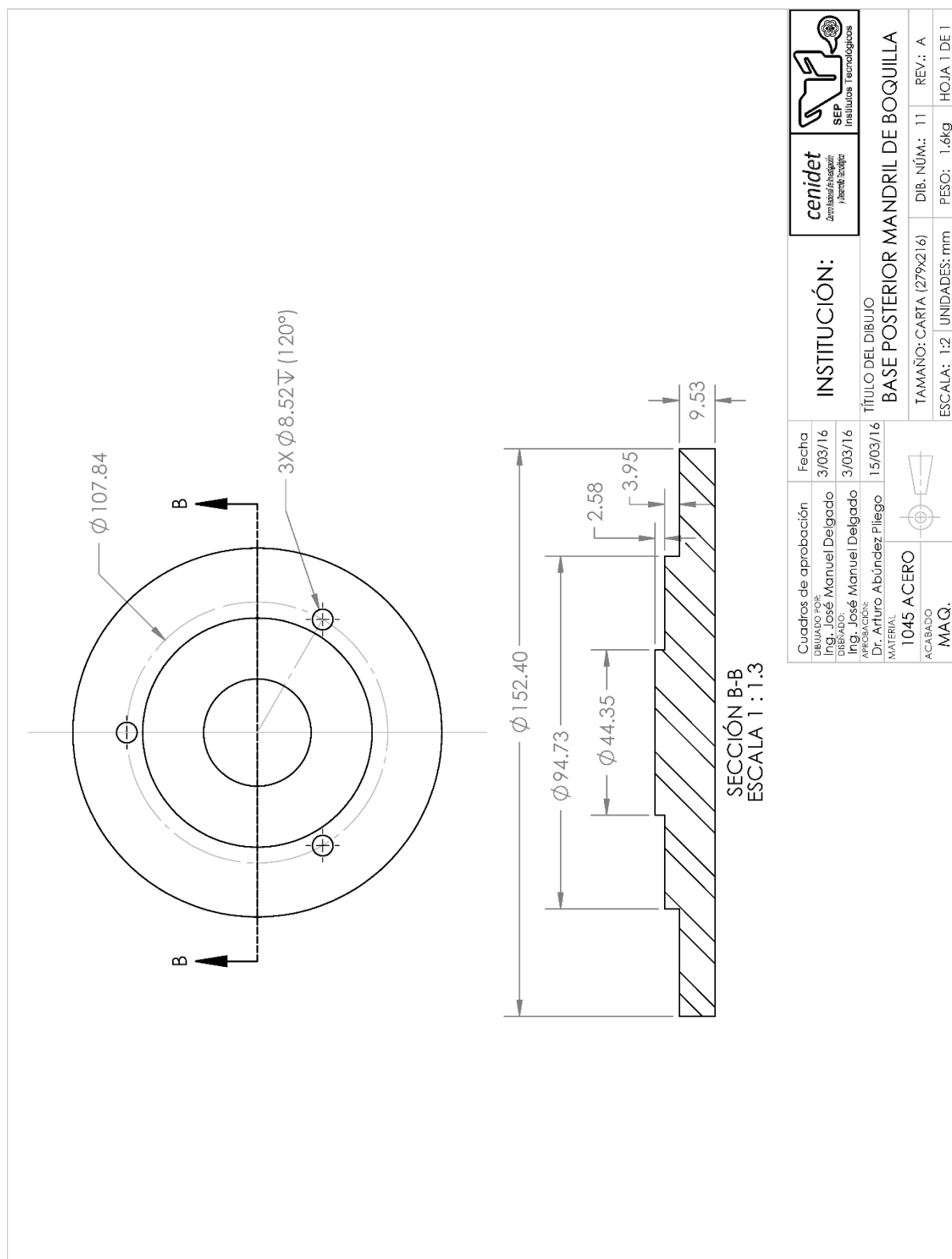


Figura C- 11 Acotación base posterior mandril de boquilla

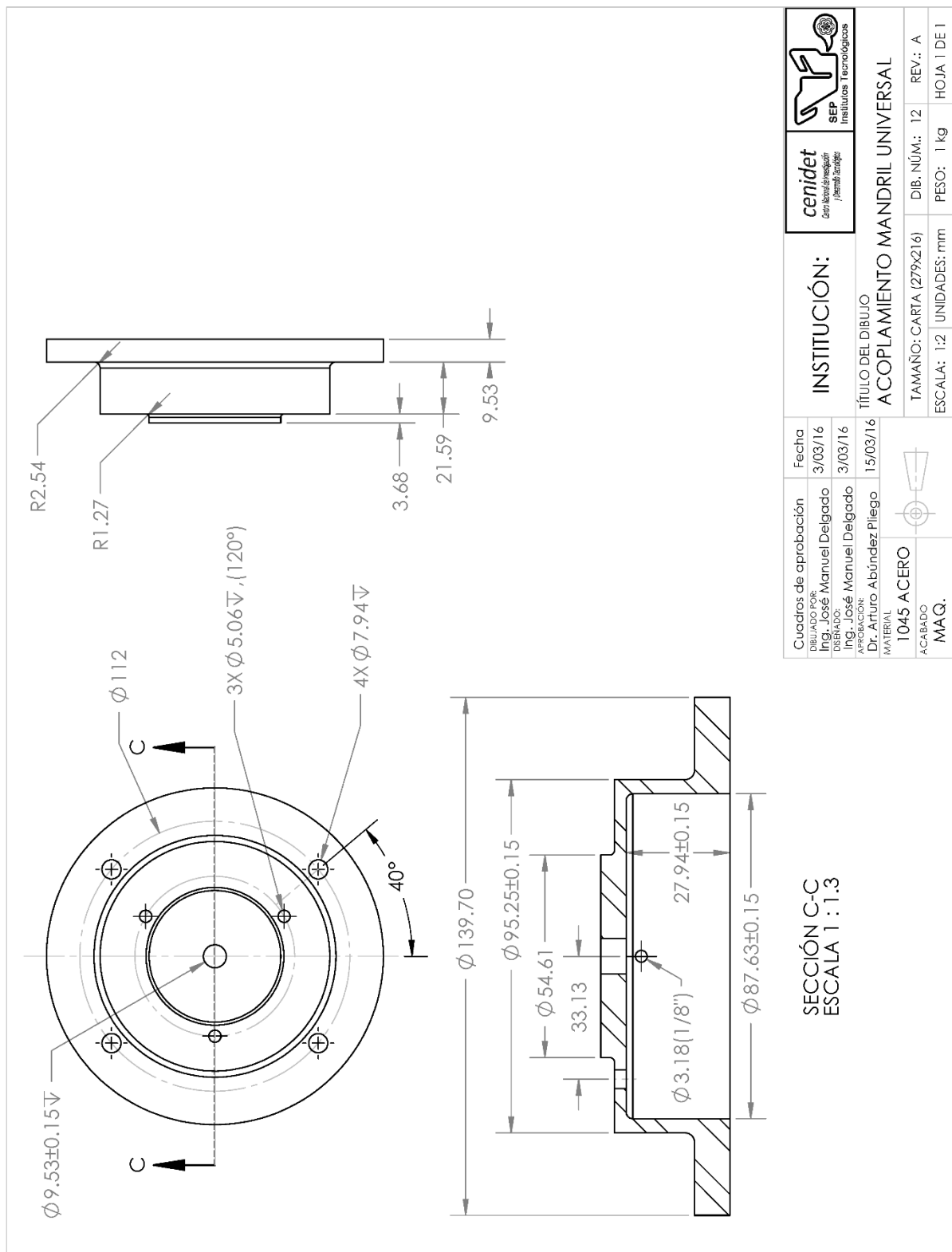


Figura C- 12 Acotación acoplamiento mandril universal

Anexo D. Conexión del control del sistema de generador de fuerza centrífuga

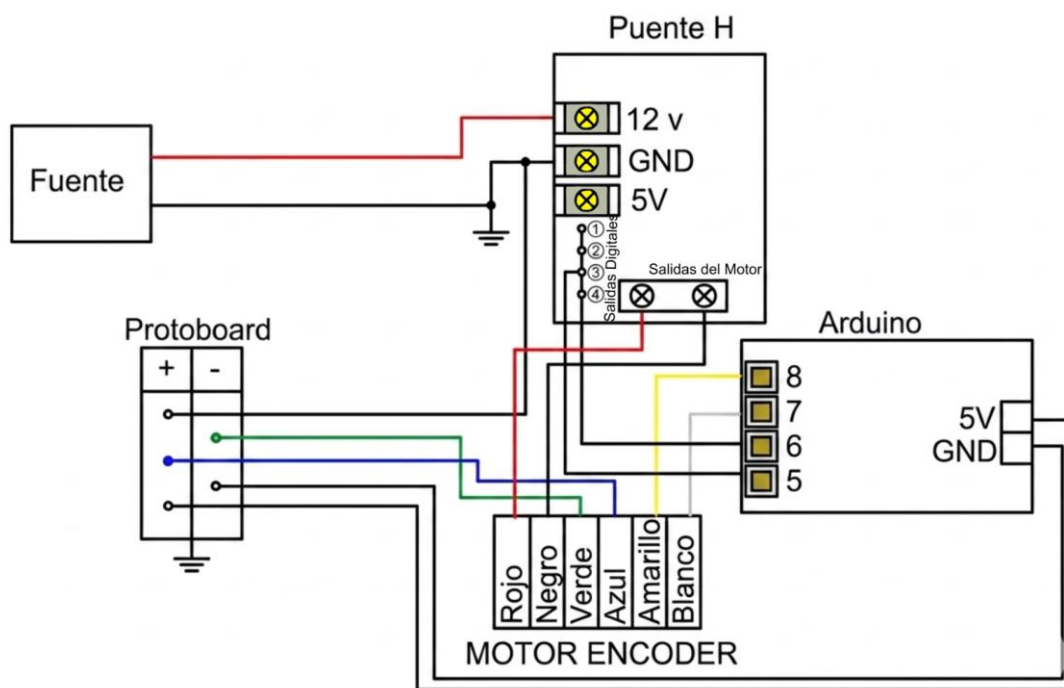


Figura D- 1 Diagrama de conexión del control del sistema de desbalance

Anexo E. Encoder servomotor



Figura E- 1Encoder de servo-motor [31]

Color	Función
Rojo	Corriente del motor
Negro	Corriente del motor (neutro)
Verde	Encoder (neutro)
Azul	Voltaje encoder Vcc (3.5-20 V)
Amarillo	Señal de encode A
Blanco	Señal de encoder B

Tabla E- 1 Funciones de las terminales del motor con encoder.

Anexo F. Programación del servomotor

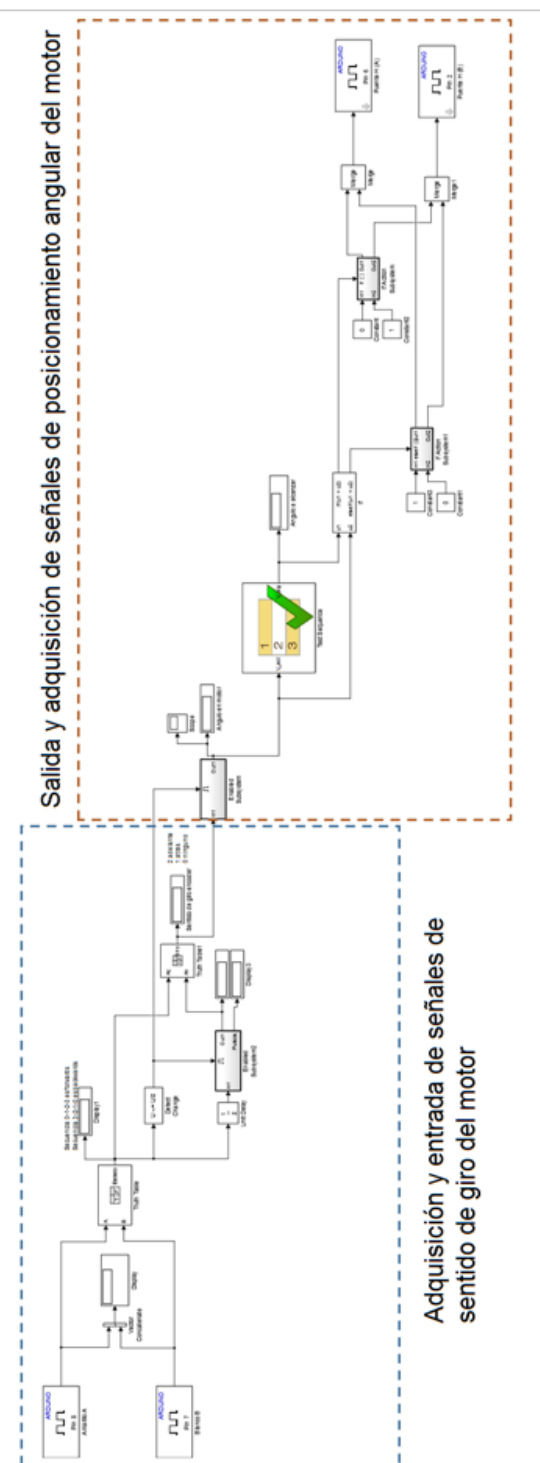


Figura F- 1 División del diagrama de conexión por bloques del control del mecanismo generador de fuerza centrífuga.

La parte del sistema de adquisición de señales del sentido de giro del motor, consta de dos bloques de entradas digitales del Arduino (parte izquierda), los cuales llegan a un bloque de tabla de verdad para verificar la secuencia de giro en que se encuentran (adelante o atrás), posterior se llega a otra tabla de verdad para mandar el giro en el sentido que se requiera.

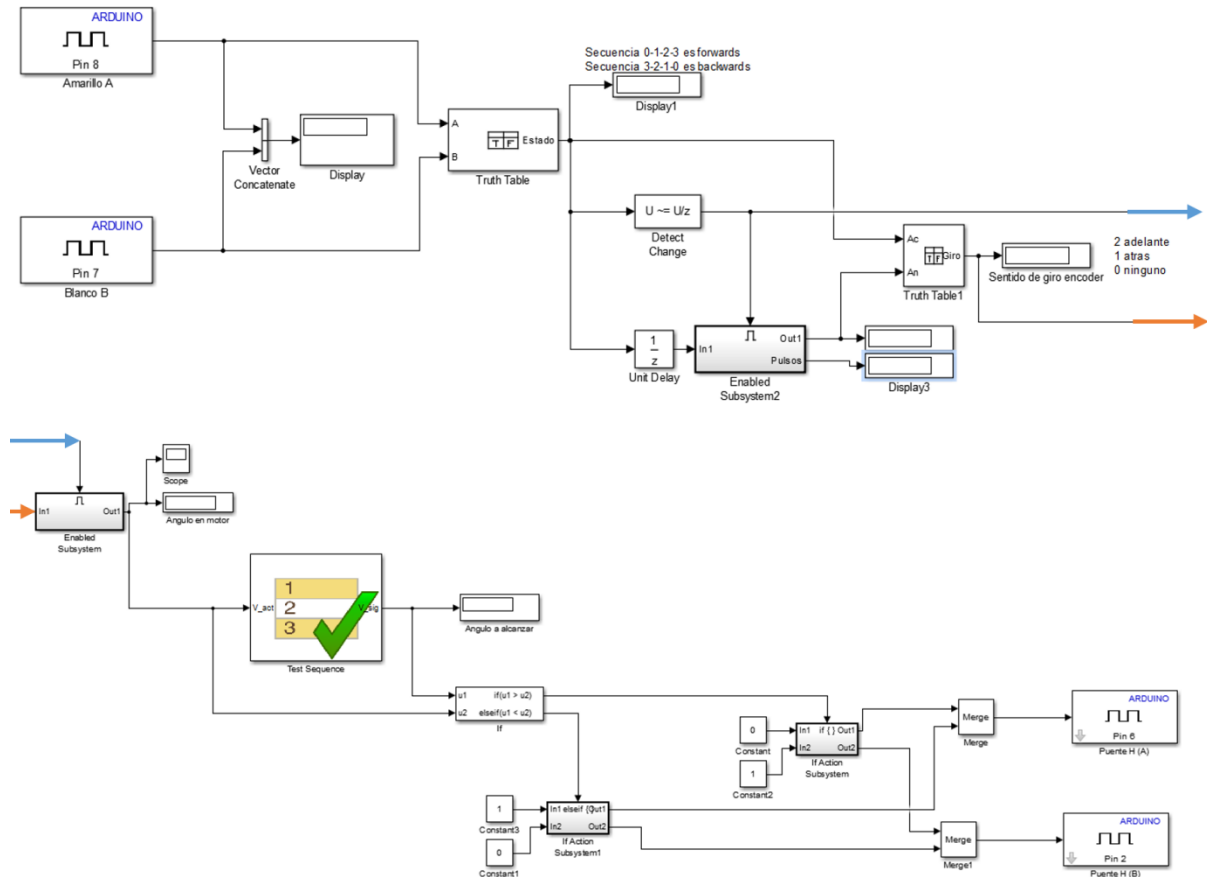


Figura F- 2 Diagrama de conexión del control por bloques del sistema generador de fuerza centrífuga.

En la parte de salida y adquisición de señales de posicionamiento angular del motor, se cuenta con el control de sentido de giro, estas señales llegan a un subsistema (Subsistema A) el cual registra la posición radial del motor, una vez registrados los grados, la señal pasa a una bloque de secuencia en el cual se programan los valores angulares deseados para que el sistema llegue a una posición adecuada, por último esta señal viaja por una serie de bloques que procesan el sentido de giro y posición angular para mandarlo a las salidas digitales del puente h.

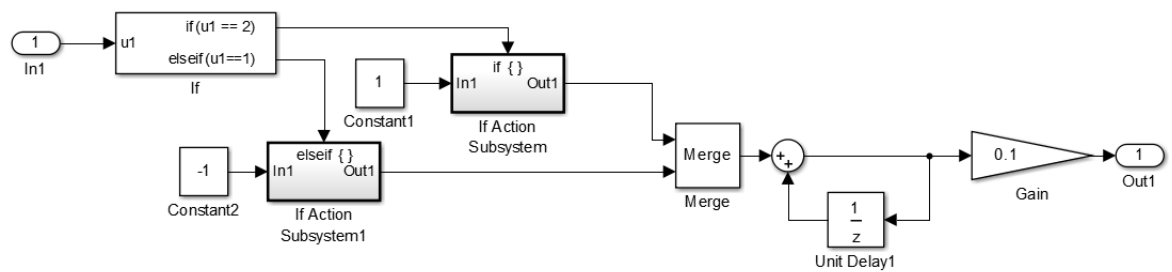


Figura F- 3Subsistema de registro de posicionamiento del control del sistema por bloques.

En la figura F-3 se observa el subsistema A el cual se encarga de registrar los grados que otorgue las señales digitales, en el subsistema se observan se muestran una serie de bloque los cuales registran el sentido de giro del motor se guardan los valores para posteriormente sumarlos o restarlos en caso de que el motor gire de forma opuesta.

Anexo G. Espectro de carga

Los valores que se reprodujeron en el espectro de Carga BROAD 64 para el recorrido y su respectiva carga que genera la masa excéntrica, son los mostrados en la tabla F-1.

LONGITUD	tiempo c/u (Seg.)	POSITIVO	NEGATIVO	Tiempo	%	esfuerzo
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00
87.61	25.92	87.61	-87.61	25.92	31.43	294.00
40.78	12.07	40.78	-40.78	39.78	2.86	154.00
65.76	19.46	65.76	-65.76	47.16	18.10	228.67
36.10	10.68	36.10	-36.10	55.94	0.00	140.00
157.85	46.70	157.85	-157.85	91.96	74.29	504.00
36.10	10.68	36.10	-36.10	127.98	0.00	140.00
100.10	29.62	100.10	-100.10	146.92	39.05	331.33
93.86	27.77	93.86	-93.86	148.76	35.24	312.67
106.34	31.46	106.34	-106.34	152.46	42.86	350.00
36.10	10.68	36.10	-36.10	173.24	0.00	140.00
111.03	32.85	111.03	-111.03	195.41	45.71	364.00
36.10	10.68	36.10	-36.10	217.58	0.00	140.00
184.39	54.55	184.39	-184.39	261.45	90.48	583.33
48.59	14.37	48.59	-48.59	301.63	7.62	177.33
65.76	19.46	65.76	-65.76	306.71	18.10	228.67
36.10	10.68	36.10	-36.10	315.48	0.00	140.00
104.78	31.00	104.78	-104.78	335.80	41.90	345.33
36.10	10.68	36.10	-36.10	356.12	0.00	140.00
118.83	35.16	118.83	-118.83	380.60	50.48	387.33
36.10	10.68	36.10	-36.10	405.08	0.00	140.00
106.34	31.46	106.34	-106.34	425.86	42.86	350.00
36.10	10.68	36.10	-36.10	446.64	0.00	140.00
200.00	59.17	200.00	-200.00	495.13	100.00	630.00
48.59	14.37	48.59	-48.59	539.93	7.62	177.33
145.37	43.01	145.37	-145.37	568.56	66.67	466.67
36.10	10.68	36.10	-36.10	600.89	0.00	140.00
143.81	42.55	143.81	-143.81	632.75	65.71	462.00
36.10	10.68	36.10	-36.10	664.62	0.00	140.00

92.29	27.31	92.29	-92.29	681.24	34.29	308.00
36.10	10.68	36.10	-36.10	697.87	0.00	140.00
65.76	19.46	65.76	-65.76	706.64	18.10	228.67
45.47	13.45	45.47	-45.47	712.65	5.71	168.00

Tabla G- 1 Valores de longitud, tiempo y esfuerzo del espectro BROAD 64 en el mecanismo generador de fuerza centrífuga.

El espectro utilizado para reproducir los espectros de carga en sistema generador de fuerza centrífuga fue el que se muestra en la figura G-1, el cual tiene cargas de amplitud variable en flexión y en compresión.

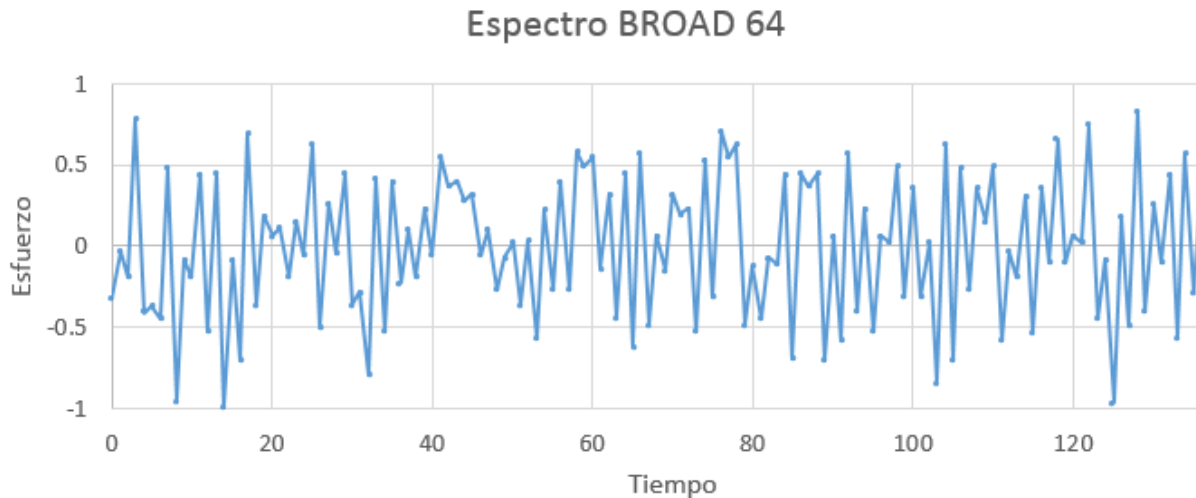


Figura G- 1 Espectro BROAD 64

El espectro del espectro que se reprodujo en la investigación de Agerskov en el que se reduce la vida a la fatiga de aceros estructurales en capítulo 2 se muestra en la figura G-2

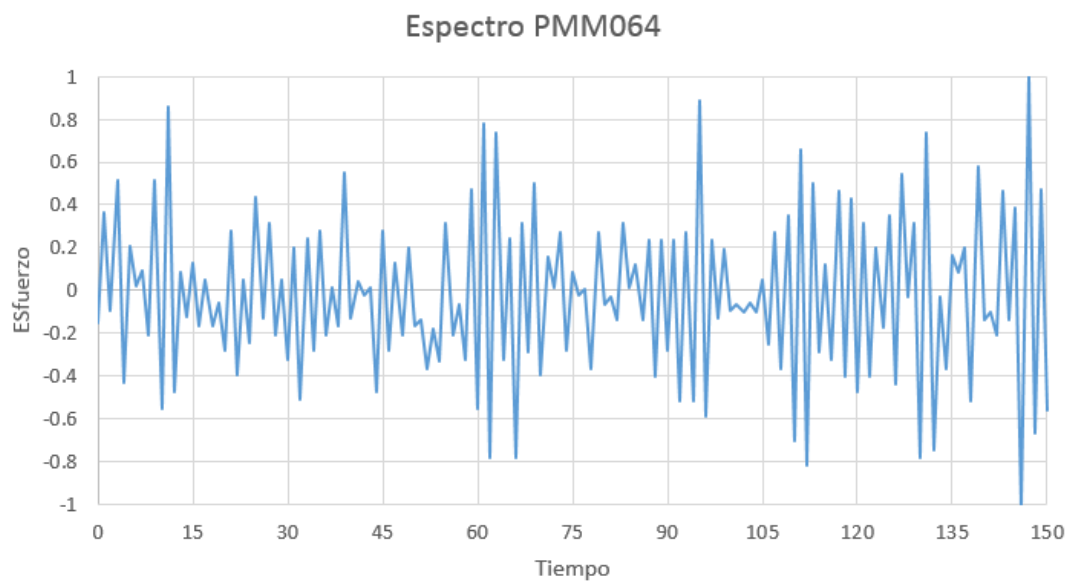


Figura G- 2 Espectro PRMM64

Anexo H. Dimensiones y condiciones de trabajo del servomotor seleccionado

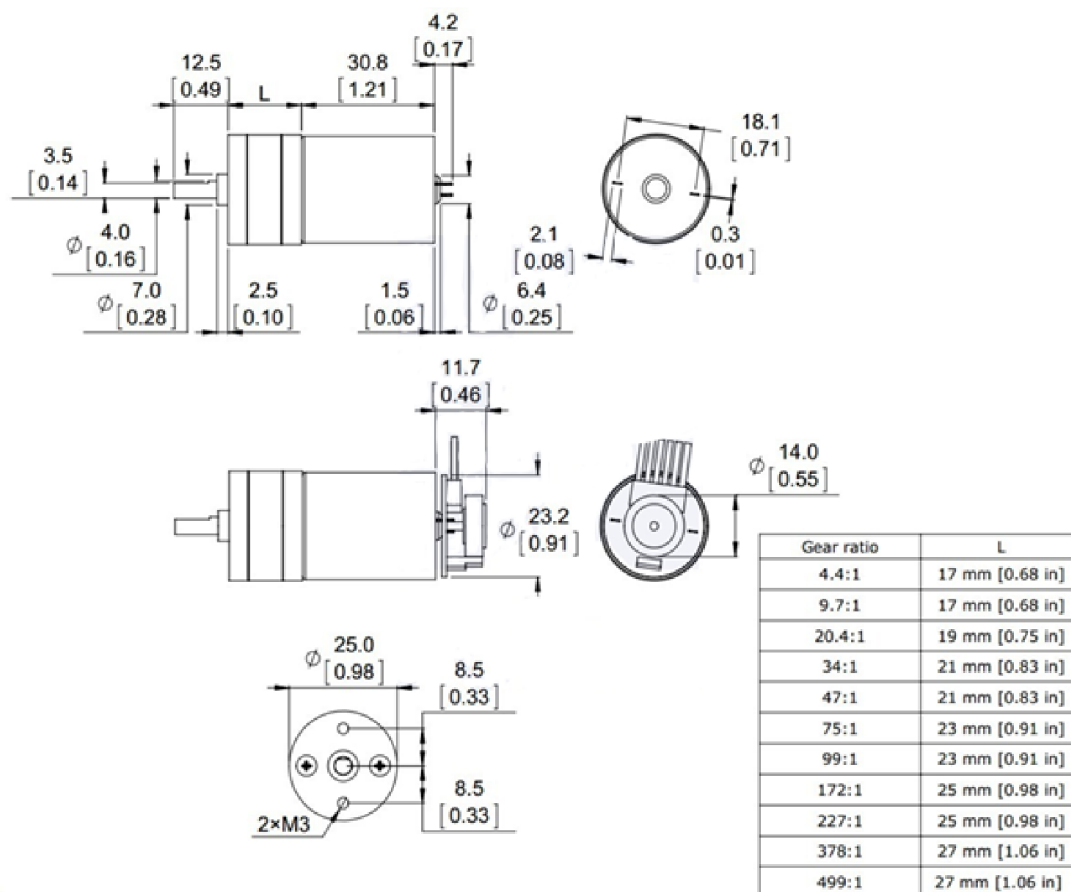


Figura H-1 Dimensiones del servomotor

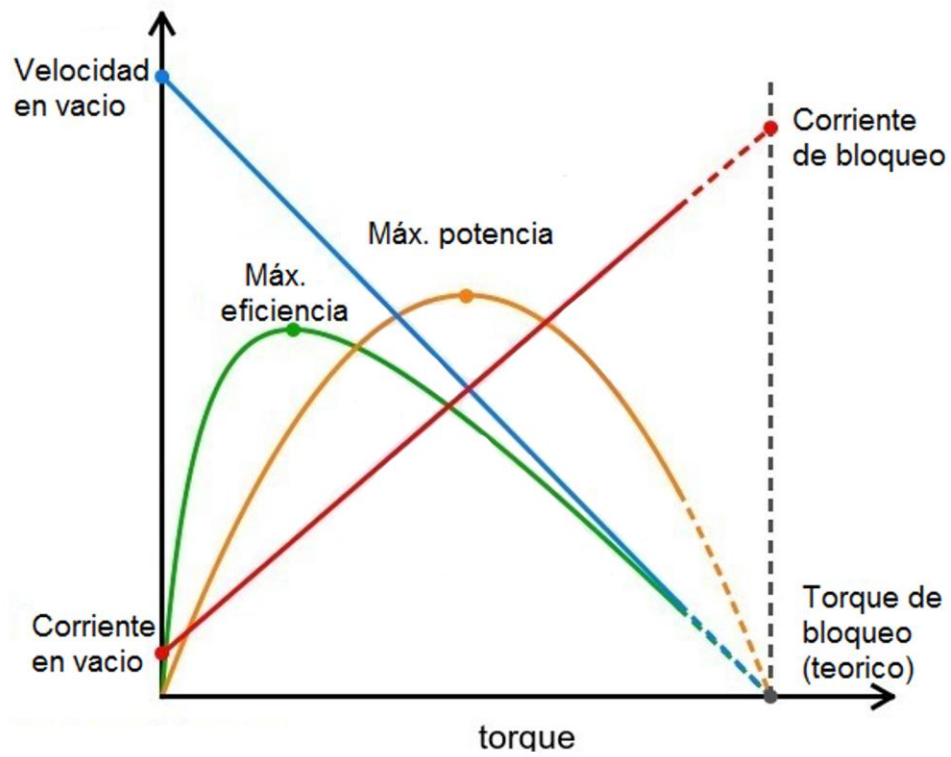


Figura H- 2 Condiciones de trabajo del servomotor.

Referencias

- [1] P. C. McKeighan y N. Ranganthan, Fatigue testing and analysis under variable amplitude loading conditions, Mayfield: ASTM International Worldwide , 2005.
- [2] W. Schütz, «A history of fatigue,» *Pergamon*, vol. 54, nº 2, pp. 263-300, 1996.
- [3] C. Fremont, «Résistance des matériaux,» *Le Génie civil*, vol. LXXX, nº 18, pp. 403-404, 1922.
- [4] J. Moscooso, Historia cultural del dolor, Madrid: Taurus , 2011.
- [5] S. Timoshenko, History of the Strength materials, Estados Unidos de America: McGraw-Hill Books Company, Inc., 1953.
- [6] M. Ohnami, Fracture and society, Kioto: Ohmhsha Ltd, 1992.
- [7] R. Norton L., Diseño de máquinas un enfoque integrado, México: Pearson, 2011.
- [8] M. m.-F. t.-V. amplitud, *Standard, ISO 12110-1*, ISO, 2013.
- [9] M. Fitzka y H. Mayer , «Variable Amplitude Testing of 2024-T351 Aluminum Alloy Using Ultrasonic and Servo-hydraulic Fatigue Testing Equipment,» *Procedia Engineering*, vol. CI, p. 169–176, 2015.

- [10] D. Backe, F. Balle y D. Eifler, «Fatigue testing of CFRP in the Very High Cycle Fatigue (VHCF) regime at ultrasonic frequencies,» *Composites Science and Technology*, vol. 106, pp. 93-99, 2015.
- [11] M. Shirani y G. Härkegård, «Large scale axial fatigue testing of ductile cast iron for heavy section wind turbine components,» *Engineering Failure Analysis*, vol. 18, pp. 1496-1510, 2011.
- [12] D. M. Forney, «Acoustical fatigue test procedures used in aircraft industry and their limitations,» *Materials Laboratory Wright Air Development Center*.
- [13] L. Bertini, C. Santus, J. Boulet, P. Leclerc y C. Desmazes, «RESONANT BENCH FOR FATIGUE TESTING OF STEEL DRILL PIPE CONNECTIONS,» pp. 5-8, 2012.
- [14] F. Taheria, D. Traskb y N. Pegg, «Experimental and analytical investigation of fatigue characteristics of 350WT steel under,» *Elsevier Marine Structures* , p. 23, 2003.
- [15] M. Bruchhausen, P. Hähner, B. Fischer y D. C. , «Device for carrying out environmental very high cycle fatigue tests,» *Elsevier International Journal of Fatigue* , nº 52, pp. 11-19, 2013.
- [16] J. Peng, M. Zhu, Z. Cai, J. Liu, K. Zuo, C. Song y W. Wang, «On the damage mechanisms of bending fretting fatigue,» *Tribology International*, vol. LXXVI, pp. 133-141, 2014.
- [17] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Cd. de México: McGrawHill, 2008.

- [18] D. Giancoli, Física principios con aplicaciones. Volumen I Sexta edición, Ciudad de México: Pearson Educación , 2006.
- [19] H. Boyer, Atlas of fatigue Curves, Ohio: American Society of Metals, 1986.
- [20] H. Agerskov, «Fatigue in steel structures under random loading,» *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 53, n° 3, pp. 283-305, 2000.
- [21] T. Dirlik, Application of computers in fatigue analysis, Warkick Coventry: University of Warwick, 1985.
- [22] C.-H. Foong, M. Wiercigroch y W. F. Deans, «Novel dynamic fatigue-testing device:,» *Measurement science and technology*, 2006.
- [23] E. G. Koricho, Belingardi Giovanni y A. T. Beyene, «Bending fatigue behavior of twill fabric E-glass/epoxy composite,» *Composite Structures*, vol. 111, pp. 169-178, 2014.
- [24] S. ASTM, *Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*, Conshohocken: ASTM International, 2002.
- [25] Thomson, *Ball Screws 101 : Ball Screw Basics for Design Engineers*, Estados Unidos de América: Thomson.
- [26] M. R. L., Diseño de elementos de máquinas, México: Prentice Inc. , 2006.

- [27] C.-H. Lee y A. A. Polycarpou, «A phenomenological friction model of tripod constant velocity (CV) joints,» *Tribology International*, n° 43, pp. 844-858, 2009.
- [28] A. P. Córdoba, *Estimación de la vida por fatiga bajo cargas de amplitud variable*, Cuernavaca : Tesis, 2015.
- [29] R. I. Stephens, A. Fatemi, R. R. Stephens y H. O. Fuchs, *Metal Fatigue in Engineering*, EUA: John Wiley and Sons, Inc., 2001.
- [30] Boyer y E. Howard, *Atlas of Fatigue Curves*, Ohio: ASM The Materials Information Society , 1985.
- [31] G. M. Dominguez Almaraz, V. H. Mercado Lemus y V. L. Jesús, «Rotating bending fatigue tests for aluminum alloy 6061-T6, close to elastic limit and with artificial pitting holes,» *Procedia Engineering*, vol. II, pp. 805-803, 2010.
- [32] K. K. Marsh, *Full-scale Fatigue Testing of Components and Structures*, Glasgow: Butterworth & Co. (Publishers) Ltd, 1988.
- [33] S. Corporation, «Shimadzu Corporation,» Shimadzu Scientific Instrume, 27 Julio 2004. [En línea]. Available: <http://www.shimadzu.com/an/test/fatigue/adt-a.html>. [Último acceso: 10 05 2016].
- [34] Y. Lage, D. M. Freitas, L. Reís, A. Ribeiro y D. Montalvao, «Instrumentation of Ultrasonic High-Frequency Machine To Estimate Applied Stress in Middle,» pp. 1-10, 1959.

- [35] Subham, «Production process at GKN driveline India LTD,» Maharshi Dayanad University, Rohtak, 2015.
- [36] P. R. a. Electronics, «Pololu# 2286,» Pololu Corporation, 2001. [En línea]. Available: <https://www.pololu.com/product/2275>. [Último acceso: 11 05 2016].
- [37] M. Ohnami, *Fracture and Society*, Tokio: Ohmsha, Ltd, 1992.
- [38] J. Wang y Y. Zhang, «Competitive giga-fatigue life analysis owing to surface defect and internal inclusion for FV520B-I,» *International Journal fatigue*, vol. 87, p. 203–209, 2016.
- [39] N. Gates, «Multiaxial variable amplitude fatigue life analysis including notch effects,» *International Journal of Fatigue*, vol. XXX, 2015.
- [40] B. When y F. Wang, «Fatigue damage development in extruded Mg-3Al-Zn magnesium alloy,» *Materials Science and Engineering*, vol. DCLXVII, pp. 171-178, 2016.