



# **INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL**

## **INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:**

Denisse Lizeth Cortez de los Santos

**NOMBRE DEL PROYECTO:**

Diseño y construcción de una máquina de pruebas de fatiga con cargas de amplitud variable

Realizado en:

Centro Nacional de Investigación y desarrollo tecnológico

Asesor interno: M.C Ignacio Arrijoa Cárdenas

Asesor externo: Dr. Arturo Abundez Pliego

**PERIODO DE REALIZACIÓN**

**AGOSTO-DICIEMBRE 2015**

<b>ÍNDICE GENERAL</b>	
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	3
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	3
<b>ÍNDICE DE ECUACIONES</b> .....	4
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	5
<b>JUSTIFICACIÓN</b> .....	7
<b>OBJETIVOS</b> .....	8
<b>CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE PARTICIPÓ</b> .....	8
<b>PROBLEMAS A RESOLVER</b> .....	8
<b>ALCANCES Y LIMITACIONES</b> .....	9
<b>FUNDAMENTO TEÓRICO</b> .....	10
<b>1. FATIGA</b> .....	10
<b>2. CLASIFICACIÓN DE LOS ENSAYOS DE FATIGA</b> .....	11
2.1 Ensayos de fatiga de amplitud constante.....	11
2.2 Ensayo de fatiga de amplitud variable. ....	12
<b>3. MÉTODOS DE FATIGA-VIDA</b> .....	13
3.1 Método del esfuerzo-vida.....	14
3.2 Método de deformación-vida.....	15
3.3 Método mecánico de la fractura lineal-elástica.....	16
<b>4. CARACTERIZACIÓN DE ESFUERZOS FLUCTUANTES</b> .....	16
<b>5. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA</b> .....	18
5.1 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	18
<b>6. CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES</b> .....	22
<b>7. NORMATIVIDAD</b> .....	22
ASTM E606 .....	22
ASTM E468 .....	23
<b>PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS</b> .....	24
<b>DISEÑO Y SELECCIÓN DETALLADA</b> .....	25
DISEÑO DE LA PROBETA.....	25
CÁLCULO DE LA FUERZA CENTRÍFUGA REQUERIDA EN EL DISCO PARA PRODUCIR FATIGA EN LA PROBETA.....	29
SELECCIÓN DE EMBRAGUE ELECTROMAGNÉTICO .....	32
DISEÑO DE LA FLECHA.....	33
DISEÑO DEL DISCO DESBALANCEADOR.....	36
RODAMIENTOS .....	37
ANILLO DE RETENCIÓN.....	38

ANILLO DE COLECTOR.....	38
CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS COMPONENTES.....	39
ANALISIS Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	40
SELECCIÓN DE CHUMACERA DE SEGURIDAD.....	43
SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL.....	45
TABLERO DE CONTROL.....	45
CONTADOR DE CICLOS Y SWITCH.....	45
ESPECTRO DE CARGA.....	45
CONSTRUCCIÓN.....	46
CONCLUSIÓN.....	47
RECOMENDACIONES.....	48
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES.....</b>	<b>49</b>
ANEXO 1.- Vistas del diseño conceptual de la máquina.....	51
ANEXO 2.- Dimensiones disco desbalanceador.....	52
ANEXO 3.- Partes que integran el disco.....	53
ANEXO 4.- Características del husillo y Cople.....	55

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig 1. Representación de la superficie de un material de fractura sometido a fatiga..	11
Fig 2.Carga de amplitud constante .....	12
Fig 3. Carga de amplitud variable .....	12
Fig 4.Máquina de R.R Moore .....	14
Fig 5. Geometría de la probeta de ensayo para la máquina de R.R Moore .....	15
Fig 6. Dimensiones de la probeta según la norma ASTM E606 .....	23
Fig 7. Dimensiones de la probeta según norma ASTM E606 .....	25
Fig 8. Diseño conceptual de la máquina de pruebas de fatiga .....	28
Fig 9. Diagrama de la fuerza de flexión en la probeta .....	29
Fig 10. Esquema del disco desbalanceador .....	30
Fig 11.Comprobación de fatiga de la probeta.....	31
Fig 12. Simulación de fatiga en la probeta .....	31
Fig 13. Embrague electromagnético modelo SF-120 .....	32
Fig 14. Diagrama de cuerpo libre del eje .....	33
Fig 15. Diagrama de cortante y de momento flexionante.....	34
Fig 16.Diseño Disco desbalanceador .....	36
Fig 17. Anillo colector AC6231.....	38
Fig 18. Chumacera de fundición gris .....	41
Fig 19. Desplazamiento de la Probeta.....	43
Fig 20. Chumacera de seguridad.....	43
Fig 21. Rodamiento de bolas .....	44
Fig 22. Tablero de control .....	45

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Parámetros del factor de modificación superficial de Marín. ....	19
Tabla 2. Áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales no rotativos.....	20
Tabla 3. Factor de confiabilidad .....	20
Tabla 4. Aceros según SAE .....	24
Tabla 5.Características de los sistemas electromecánicos para fatigar materiales .....	26
Tabla 6. Características del embrague electromagnético .....	32
Tabla 7.Características del tornillo embalado.....	36
Tabla 8. Características rodamiento con soporte de piso .....	37
Tabla 9. Características anillo de retención .....	38
Tabla 10. Características del anillo colector .....	38
Tabla 11. Componentes del Disco Desbalanceador .....	39
Tabla 12. Características del rodamiento rígido de bolas .....	41
Tabla 13.Características de la chumacera .....	41
Tabla 14. Viscosidad relativa .....	42
Tabla 15. Características de chumacera de seguridad.....	44
Tabla 16. Características rodamiento .....	44

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

Grafica 1. Ejemplo de curva S-N.....	15
<i>Grafica 2. Relaciones esfuerzo-tiempo.....</i>	<i>17</i>
<i>Grafica 3. Para obtener la Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado.....</i>	<i>21</i>
Grafica 4. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	21
Gráfica 5. Comparación de costos por el tipo de accionamiento.....	27
Grafica 6. Espectro de cargas de la máquina.....	46

## ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuacion 1. Componente de intervalo medio de la fuerza.....	16
Ecuacion 2. Componente de la amplitud de la fuerza.....	16
Ecuacion 3. Componente de esfuerzo medio.....	17
Ecuacion 4. Componente de la amplitud.....	17
Ecuacion 5. Razón de esfuerzo.....	17
Ecuacion 6. Razón de amplitud.....	17
Ecuacion 7. Limite de resistencia a la fatiga.....	18
Ecuacion 8. Limite de resistencia a la fatiga en ubicación crítica.....	18
Ecuacion 9. Factor de modificación de la condición superficial.....	18
Ecuacion 10. Factor de modificación del tamaño.....	19
Ecuacion 11. Factor de modificación de la temperatura.....	20
Ecuacion 12. Factor de modificación de efectos varios.....	21
Ecuacion 13. Factor de modificación de efectos varios para cortante.....	21
Ecuacion 14. Factor de modificación para cargas axiales.....	21
Ecuacion 15. Constante de Neuber.....	21
Ecuacion 16. Soderberg.....	22
Ecuacion 17. Goodman-modificado.....	22
Ecuacion 18. Gerber.....	22
Ecuacion 19. ASME-elíptica.....	22
Ecuacion 20. Esfuerzo flexionante.....	29
Ecuacion 21. Momento de inercia.....	29
Ecuacion 22. Momento de una fuerza.....	29
Ecuacion 23. Radio.....	29
Ecuacion 24. Fuerza centrífuga.....	29
Ecuacion 25. Esfuerzo flexionante máximo.....	29
Ecuacion 26. Masa de desbalance.....	30
Ecuacion 27. Radio del disco desbalanceador.....	30
Ecuacion 28. Potencia.....	33
Ecuacion 29. Diametro de flecha con Goodman modificado.....	34
Ecuacion 30. Diametro de flecha con ASME elíptica.....	35
Ecuacion 31. Teoria del esfuerzo cortante máximo.....	35
Ecuacion 32. Torque del motor.....	37
Ecuacion 33. Carga radial.....	40
Ecuacion 34. Capacidad de carga estática.....	40
Ecuacion 35. Capacidad de carga dinámica.....	40
Ecuacion 36. Diametro medio.....	42

## INTRODUCCIÓN

Muchos de los elementos de máquinas, tales como cigüeñales, árboles, ejes, bielas y resortes, son sometidos a cargas variables. El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente a aquel bajo cargas estáticas; mientras que una pieza soporta una gran carga estática, la misma puede fallar con una carga mucho menor si ésta se repite un gran número de veces. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga, aunque es común identificarla como roturas por tensiones repetidas, tensiones que pueden actuar individualmente o combinadas.

Son diversos los factores que intervienen en un proceso de rotura por fatiga aparte de las tensiones aplicadas. Así pues, el diseño, tratamiento y endurecimiento superficial pueden tener una importancia relativa

En la mayoría de los ensayos para determinar las propiedades de los materiales que se relacionan con el diagrama esfuerzo-deformación, la carga se aplica en forma gradual, para proporcionar suficiente tiempo a fin de que la deformación se desarrolle en su totalidad. Además, la muestra se ensaya hasta su destrucción, por lo cual los esfuerzos sólo se aplican una vez. Por ello, los ensayos de esta clase se aplican bajo lo que se conoce como condiciones estáticas, que se aproximan en gran medida a las condiciones reales a las que se someterán muchos elementos estructurales y de máquinas.

Sin embargo, con frecuencia existe una condición en la cual los esfuerzos varían o fluctúan entre ciertos niveles y producen esfuerzos que se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes.

A menudo, se encuentra que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces.

El interés que nos lleva a realizar este proyecto consiste en realizar una prueba de fatiga en una probeta a una condición más real en la que obtendremos resultados más veraces, por ejemplo, el esfuerzo normal máximo en una viga de un ala de una aeronave puede variar de manera muy irregular, al ser sometida a la fuerza del viento y a las vibraciones que debe soportar.

En primera instancia se justificara la importancia de realizar este proyecto así como los objetivos a cumplir, los alcances y limitaciones que se presentaron durante su realización.

Posteriormente se explicara el fundamento teórico, como lo es la definición de fatiga, la clasificación de los ensayos de fatiga, los criterios de falla y las normas que rigen dichos ensayos.

A continuación se describirá el diseño conceptual de la maquina así como el análisis y la selección de las partes que la conformaran, las debidas conclusiones y recomendaciones se encontraran al final.

## JUSTIFICACIÓN

La fatiga ha sido responsable del fallo de muchos componentes mecánicos como, por ejemplo, turbinas y otros equipos rotatorios que funcionan bajo intensas cargas cíclicas repetidas. La principal herramienta para comprender, predecir y evitar la fatiga es el análisis por elementos finitos (FEA).

Tradicionalmente, la caracterización a fatiga de materiales compuestos se realiza mediante programas experimentales de carga de amplitud constante, o mediante ensayos por bloques de carga con alternancia de frecuencia. Los ensayos de fatiga de amplitud constante son los más sencillos de realizar en el laboratorio y los más fáciles de interpretar, pero realmente no representan el estado de carga real al que el material está sometido en servicio, como es el caso de las estructuras aeronáuticas, sometidas a turbulencias atmosféricas y a procesos de aterrizaje y despeje, cuya historia de carga es de amplitud variable y de naturaleza aleatoria. Por este motivo es muy importante determinar su comportamiento a fatiga bajo distintos tipos de carga, incluyendo cargas aleatorias y de amplitud variable

Por otro lado, a las dificultades derivadas de la aleatoriedad de la carga, hay que añadir la dispersión que presenta la resistencia del material, con lo que se introduce una mayor incertidumbre en el proceso de rotura, y en la evaluación de los resultados. La realización en el laboratorio de ensayos de carga aleatoria requiere la generación de una historia de carga representativa del proceso al que el material va estar sometido en ya que cada historia de carga que se genera es sólo una de las muchas que pueden representar el mismo proceso aleatorio. Con cargas de tipo aleatorio, la descripción del proceso de carga solamente puede hacerse de forma estadística. La obtención de una historia de carga representativa es un problema difícil de resolver.

Por esta razón se plantea diseñar una máquina de pruebas de fatiga de cargas de amplitud variable en la que se pueda someter una probeta a condiciones más reales y así poder determinar de manera más exacta su resistencia a la fatiga. Expertos en la materia estiman que entre el 80% y 90% de todas las fallas son causadas por fatiga (Diseño de elementos en máquinas, Felipe Díaz del Castillo Rodríguez), y por tanto se debe reconocer la importancia de esos esfuerzos en el diseño de elementos de máquinas. Para diseñar un elemento sometido a cargas variables debe conocerse o aproximarse la variación del esfuerzo con respecto del tiempo. Además en muchas ocasiones dichos esfuerzos varían de manera irregular y lo que es peor de manera impredecible, por ejemplo; el resorte de la suspensión de un automóvil, la estructura de un avión, una flecha que transmite potencia, o los dientes de un engrane.

## **OBJETIVOS**

### **GENERALES**

- Diseñar una máquina de pruebas de fatiga de amplitud variable
- Caracterizar materiales ferrosos bajo cargas de amplitud variable, bajo normas internacionales.

### **ESPECÍFICOS**

- Conceptuar el termino fatiga
- Conocer y entender la importancia de la realización de los ensayos de fatiga para la prevenir fallas en componentes industriales expuestos a cargas variables.
- Contribuir con la misión del CENIDET de aportar al desarrollo tecnológico

## **CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE PARTICIPÓ**

El departamento de ingeniería mecánica del centro nacional de investigación y desarrollo tecnológico (CENIDET) desarrolla proyectos de investigación que han sido premiados por diversas instancias a nivel nacional, en el Departamento se mantienen nexos con el sector productivo, con el cual se ha desarrollado diversos proyectos que varían desde estudios de caracterización de componentes mecánicos hasta soluciones prácticas para la optimación de procesos industriales. Asimismo se han impartido cursos en las diferentes disciplinas que abarcan sus líneas de investigación.

La importancia de la realización de este proyecto dentro de la institución es la capacidad de realizar pruebas de fatiga sometiendo la probeta a una amplitud variable, es decir más apegada a las condiciones reales, permitiendo a los estudiantes de maestría y doctorado el acceso a esta máquina de pruebas y así poder realizar sus proyectos con otro enfoque.

## **PROBLEMAS A RESOLVER**

- Determinar que rango de cargas se le pondrá a la máquina de fatiga
- Delimitar los materiales que se podrán someter a esta prueba
- Determinar los componentes de la máquina, así como la forma en que se hará variar la amplitud de está
- Especificar las normas ASTM que se deben de cumplir durante la realización de los ensayos

## **ALCANCES Y LIMITACIONES**

### **ALCANCES**

Este proyecto se centra en diseñar una máquina de pruebas de fatiga de amplitud variable, esto se proyectara con base en la normatividad y se determinara cada detalle de la máquina, así como la selección de las unidades de potencia y transmisión.

Las historias de carga de amplitud constante, aunque son las utilizadas habitualmente en el laboratorio como es el caso de la máquina de pruebas de fatiga de R.R Moore, que emplea la caracterización a fatiga de materiales, aunque rara vez se produce en la realidad, donde las cargas son generalmente de amplitud variable y naturaleza aleatoria.

La ocurrencia de fallas en equipos y componentes metálicos es un problema que afecta recurrentemente a todo tipo de industrias. La identificación de sus causas es importante, ya que permite diseñar en forma más adecuada planes de mantenimiento preventivo y predictivo que garanticen su vida útil y confiabilidad. Un correcto análisis de falla generara las recomendaciones adecuadas que eviten la recurrencia de estas, mediante cambios en el diseño y selección de materiales adecuados, entre otros.

La identificación de los factores que pudieran afectar el adecuado funcionamiento del equipo y la correcta ejecución de los planes de mantenimiento correctivo y predictivo darán una mayor confiabilidad a la operación de éste, disminuyendo así las pérdidas económicas asociadas a su falla, riesgos de seguridad laboral, o perdidas de oportunidad por paradas no previstas.

### **LIMITACIONES**

Una de las restricciones de este proyecto es que no existen demasiados estudios con respecto a las pruebas de amplitud variable, con este proyecto se pretende comenzar a establecer las bases para estos estudios para así poder comenzar a establecer parámetros y establecer ecuaciones más veraces.

Otra de las restricciones de este proyecto es que la máquina de pruebas de fatiga de amplitud variable no contara con una gran cantidad de pesos a la que será sometida por lo tanto se especificaran los aceros que podrán ser sometidos a este ensayo además que se empleara para probetas de perfil redondo.

# FUNDAMENTO TEÓRICO

## 1. FATIGA

La fatiga es “la deficiencia que se produce cuando un elemento se somete a una carga repetida o variable, que nunca alcanza un nivel suficiente como para provocar un error en una aplicación individual” (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley). La ASTM define la fatiga como “el proceso de un localizado, permanente y progresivo cambio estructural sufrido por un material sujeto a condiciones que le producen tensiones y deformaciones en uno o varios puntos y que puede conducir a la producción de grietas o a la rotura después de un número suficiente de fluctuaciones”. Por lo tanto, el diseño de elementos sometidos a cargas variables debe hacerse mediante una teoría que tenga en cuenta los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, las cuales pueden producir la falla después de cierto número de repeticiones (ciclos) de esfuerzo.

Podría decirse que este tipo de falla fue observado por primera vez en el siglo XIX, cuando los ejes de los carros de ferrocarril comenzaron a fallar después de un corto tiempo de servicio. A pesar de haber sido construidos con acero dúctil, se observó una falla súbita de tipo frágil.

El término “fatiga” fue usado por primera vez por Poncelet en 1839, para describir la situación de falla de los materiales sometidos a cargas variables. Debido a que la falla por fatiga tiene apariencia frágil, se pensaba que el material se había “cansado” y hecho frágil después de soportar un cierto número de fluctuaciones de esfuerzo. Similarmente, en 1843, Rankine publicó un estudio sobre las causas de la ruptura inesperada de los muñones de los ejes de ferrocarril, en el cual decía que el material dúctil se había cristalizado y hecho frágil debido a la fluctuación de los esfuerzos.

Luego, en 1870, después de 12 años de investigación sobre las fallas por fatiga, el ingeniero alemán August Wohler publicó los resultados de su estudio, en el cual se mostraba como “culpable” de la falla al número de ciclos de esfuerzo. Al realizar pruebas sobre las mitades rotas de los ejes que habían fallado por fatiga, observó que el material tenía la misma resistencia y ductilidad bajo carga de tensión que el material original; es decir, el material no se había “cansado” ni fragilizado como se creía. Sin embargo, el término fatiga se sigue utilizando para referirse a las fallas de elementos sometidos a cargas variables (history of fatigue, Walter Schütz)

El mecanismo de la fatiga puede dividirse en tres procesos relacionados entre sí:

1. Aparición de fisuras
2. Propagación de fisuras
3. Fractura

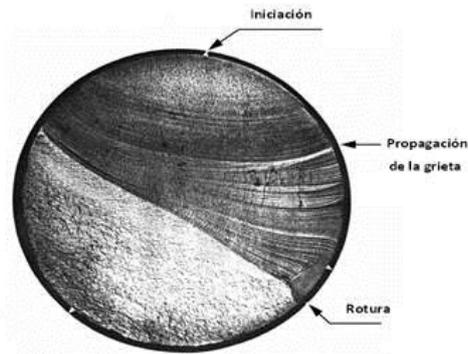


Fig 1. Representación de la superficie de un material de fractura sometido a fatiga

El análisis de tensiones por elementos finitos (FEA) puede predecir la aparición de fisuras. Existen otras tecnologías, como el análisis dinámico por elementos finitos no lineal, que pueden estudiar los problemas de deformación unitaria en la propagación.

## 2. CLASIFICACIÓN DE LOS ENSAYOS DE FATIGA

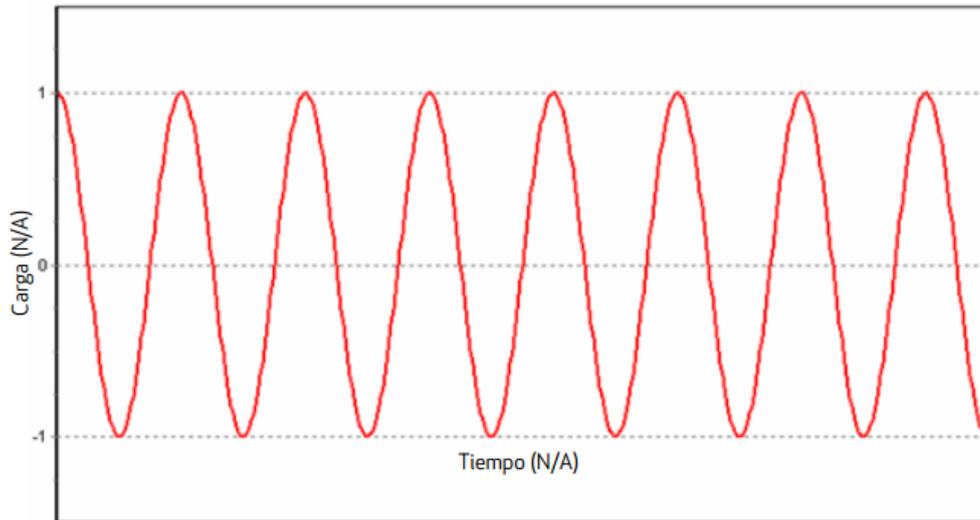
En general los ensayos de fatiga se clasifican por el espectro de carga- tiempo, pudiendo presentarse como:

- Ensayos de fatiga de amplitud constante.
- Ensayos de fatiga de amplitud variable.

### 2.1 Ensayos de fatiga de amplitud constante.

Los ensayos de amplitud constante evalúan el comportamiento a la fatiga mediante ciclos predeterminados de carga o deformación, generalmente senoidales o triangulares, de amplitud y frecuencia constantes. Son de ampliación en ensayos de bajo como de alto número de ciclos, ponderan la capacidad de supervivencia o vida a la fatiga por el número de ciclos hasta la rotura (inicio y propagación de la falla) y la resistencia a la fatiga por la amplitud de la tensión para un número de ciclos de rotura predeterminado. Es usual denominar como resistencia a la fatiga a la máxima tensión bajo la cual el material no rompe o aquella que corresponde a un número preestablecido de ciclos según los metales o aleaciones.

A este respecto la norma ASTM define como límite de fatiga a la tensión que corresponde a un número muy elevado de ciclos.

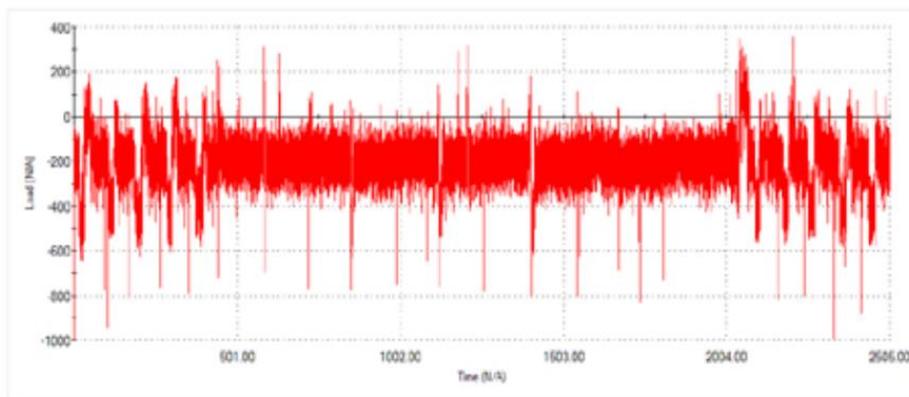


*Fig 2. Carga de amplitud constante*

## 2.2 Ensayo de fatiga de amplitud variable.

En fatiga, cuando la amplitud del ciclo es variable, se evalúa el efecto del daño acumulado debido a la variación de la amplitud del esfuerzo en el tiempo. Son ensayos de alto número de ciclos con control de carga, que según el espectro de carga elegido serán más o menos representativos de las condiciones de servicio.

En condiciones reales, la mayoría de los componentes se someten a un ciclo de carga variable, tanto desde el punto de vista de amplitud como de tensión media. Por lo tanto, un enfoque mucho más general y realista considera una carga de amplitud variable en la que las tensiones, aunque se repitan con el paso del tiempo, tienen una amplitud variable.



*Fig 3. Carga de amplitud variable*

Se utilizan tres enfoques principales del diseño y el análisis, para predecir cuándo, si alguna vez sucede, un componente de máquina cargado en forma cíclica fallará por fatiga durante un determinado periodo.

El diagrama de resistencia-vida (S-N, por sus siglas en inglés) proporciona la resistencia a la fatiga  $S_f$  contra el ciclo de vida  $N$  de un material. Los resultados se generan a partir de ensayos en los que se emplea una carga simple en piezas de prueba de laboratorios estándar controladas. A menudo, la carga es de flexión pura invertida en forma sinusoidal. Las piezas de laboratorio controladas se pulen sin concentración de esfuerzo geométrico en la región de área mínima.

En el caso del acero y el hierro, el diagrama S-N se hace horizontal en algún punto. La resistencia en este punto se llama límite de resistencia a la fatiga  $S_e$  y ocurre en algún lugar entre  $10^6$  y  $10^7$  ciclos. La marca de prima en  $S_e$  se refiere al límite de resistencia a la fatiga de la pieza de laboratorio controlada. En el caso de materiales no ferrosos que no presentan un límite de resistencia a la fatiga, puede proporcionarse una resistencia a la fatiga a un número específico de ciclos  $S'_f$ , donde de nuevo, la prima denota la resistencia a la fatiga de la pieza de laboratorio controlada.

Los factores de modificación se definen y usan para tomar en cuenta las diferencias entre la pieza de prueba y la parte de máquina real en relación con las condiciones de la superficie, tamaño, la carga, la temperatura, la confiabilidad y factores diversos. En este punto la carga sigue considerándose simple e invertida.

### 3. MÉTODOS DE FATIGA-VIDA

Los tres métodos más importantes de fatiga-vida que se usan en el diseño y el análisis son el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Con estos métodos se intenta predecir la vida en número de ciclos hasta la falla,  $N$ , para un nivel específico de carga. Por lo general, la vida de  $1 \leq N \leq 10^3$  ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, mientras que la fatiga de alto ciclaje se considera que tiene  $N > 10^3$  ciclos. El método de esfuerzo-vida, que se basa sólo en niveles de esfuerzo, es el enfoque menos exacto, especialmente para aplicaciones de bajo ciclaje. Sin embargo, es el método más tradicional, puesto que es el más fácil de implementar para una amplia variedad de aplicaciones de diseño, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de alto ciclaje.

El método de deformación-vida implica un análisis más detallado de la deformación plástica en regiones localizadas donde se considera a los esfuerzos y deformaciones para la estimación de la vida. Este método es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajo ciclaje. Al aplicar este método, deben realizarse algunas idealizaciones, y existirán algunas incertidumbres en los

resultados. Por esta razón, se estudia sólo debido al valor que tiene al ayudar a comprender la naturaleza de la fatiga.

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

### 3.1 Método del esfuerzo-vida

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción. El dispositivo de ensayo a la fatiga que se emplea con más frecuencia es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R. R. Moore.

En esta máquina la muestra se somete a flexión pura (sin cortante transversal) mediante pesos.

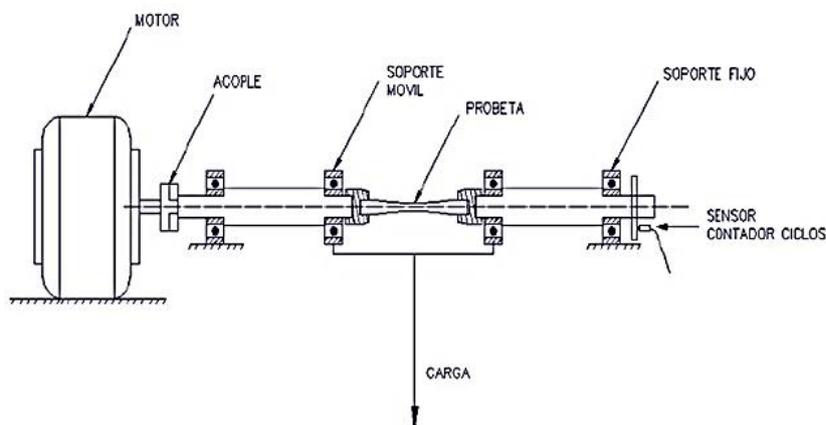


Fig 4. Máquina de R.R Moore

La pieza de prueba, como la que se muestra en la figura 5, se maquina y se pule con mucha meticulosidad, con un pulido final en una dirección axial para evitar rayaduras circunferenciales. Se dispone de otras máquinas de ensayo a la fatiga para aplicar esfuerzos axiales fluctuantes o inversos, esfuerzos de torsión o esfuerzos combinados a las muestras de ensayo. Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se presente la falla.

El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N (figura 6). La gráfica se hace en papel semilogarítmico o en papel log-log. En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzo durante un cierto número de ciclos. Al graficar en papel logarítmico, se acentúa la curvatura en la línea, la cual quizá no sea visible si los resultados se grafican en coordenadas cartesianas.

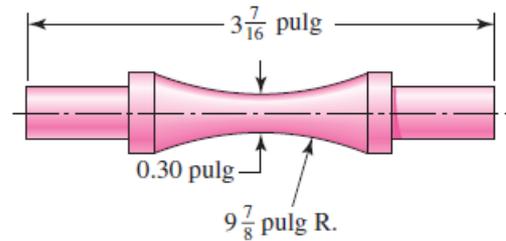
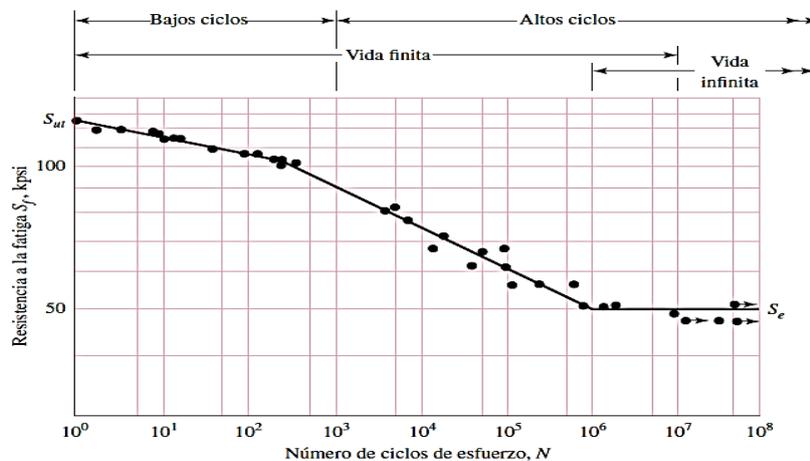


Fig 5. Geometría de la probeta de ensayo para la máquina de R.R Moore



Grafica 1. Ejemplo de curva S-N

### 3.2 Método de deformación-vida

El método de deformación-vida. Es hasta el momento, el mejor y más avanzado enfoque para explicar la naturaleza de la falla por fatiga. Este enfoque puede usarse para estimar las resistencias a la fatiga, pero cuando se emplea de esta manera es necesario conformar varias idealizaciones, y por lo tanto existirá cierta incertidumbre en los resultados.

Una falla por fatiga casi siempre comienza en una discontinuidad local como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico, ocurre la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas, por lo que se requiere investigar el comportamiento de los materiales sujetos a una deformación cíclica.

### 3.3 Método mecánico de la fractura lineal-elástica

La primera fase del agrietamiento por fatiga se designó como fatiga de la etapa I. Se supone que el desplazamiento de cristal que se extiende a través de varios granos contiguos, inclusiones e imperfecciones superficiales desempeña un papel. Como la mayor parte de este fenómeno es invisible para el observador, sólo se dice que la etapa I involucra a varios granos.

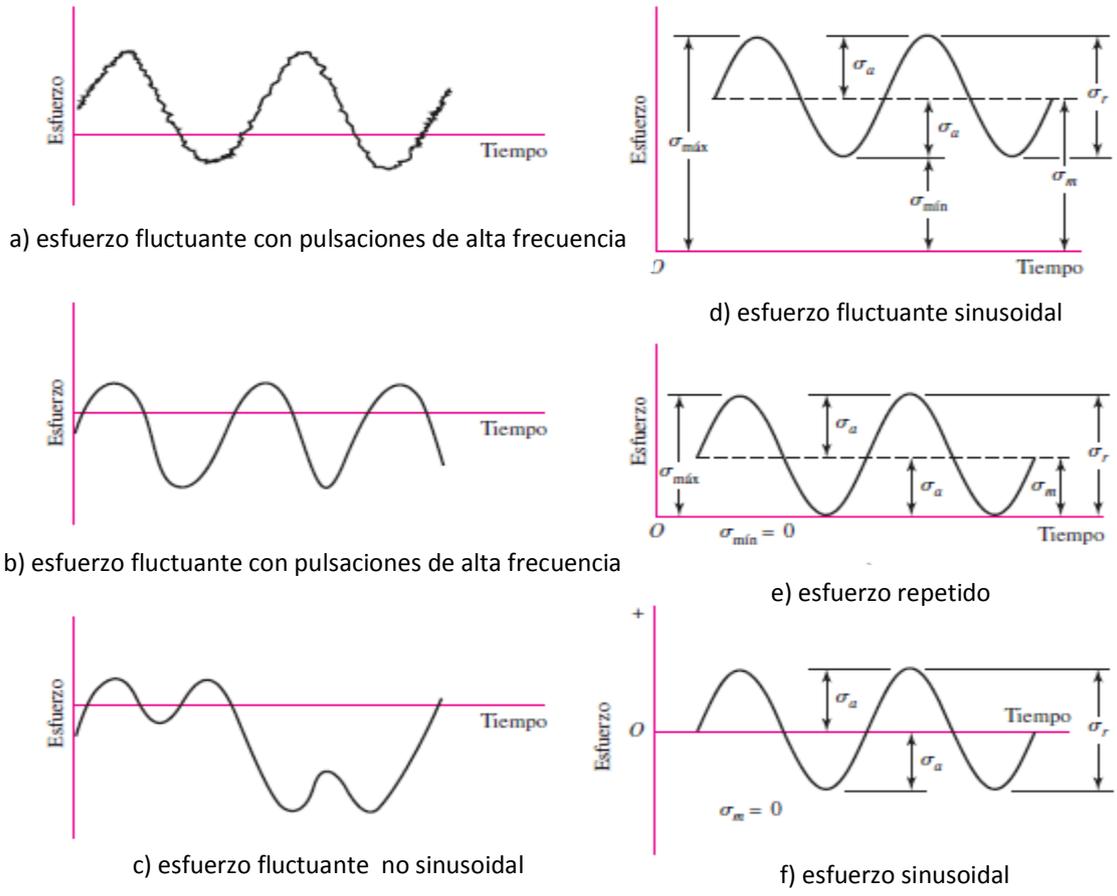
La segunda fase, de la extensión de la grieta, se llama fatiga de etapa II. El avance de la grieta (esto es, la creación de una nueva área de grieta) produce evidencia que puede observarse en la micrografía de un microscopio electrónico. El crecimiento de la grieta es ordenado. La fractura final ocurre durante la etapa III de fatiga, aunque no hay fatiga involucrada. Cuando la grieta es suficientemente grande, de forma que  $K_I = K_{Ic}$  para la amplitud del esfuerzo involucrado, entonces  $K_{Ic}$  es la intensidad del esfuerzo crítico del metal sin daño, y existe una falla catastrófica, súbita de la sección transversal restante en sobrecarga a tensión. La etapa III de la fatiga se asocia con una rápida aceleración del crecimiento de la grieta y después de la fractura.

## 4. CARACTERIZACIÓN DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

A menudo, los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Sin embargo, también ocurren otro tipo de patrones, algunos muy irregulares. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y un solo mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo) son importantes. En consecuencia,  $F_{máx}$  y  $F_{mín}$ .

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad \text{Ec. 1 y Ec. 2}$$

Donde  $F_m$  es la componente de intervalo medio de la fuerza y  $F_a$  es la componente de la amplitud de la fuerza.



Grafica 2. Relaciones esfuerzo-tiempo

$\sigma_{min}$  = *esfuerzo minimo*                       $\sigma_m$  = *componente de esfuerzo medio*  
 $\sigma_{m\acute{a}x}$  = *esfuerzo m\acute{a}ximo*                       $\sigma_r$  = *intervalo de esfuerzo*  
 $\sigma_a$  = *componente de la amplitud*               $\sigma_s$  = *esfuerzo est\acute{a}tico o constante*

Las siguientes relaciones resultan evidentes de la Grafica 2

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{Ec. 3}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}}{2} \right| \tag{Ec. 4}$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \tag{Ec. 5}$$

raz\’n de esfuerzo

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \tag{Ec. 6}$$

raz\’n de amplitud

## 5. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

En la actualidad, determinar los límites de resistencia mediante ensayos a la fatiga es una rutina, aunque resulta un procedimiento extenso. En general, para los límites de resistencia los ensayos de esfuerzo se prefieren a los ensayos de deformación.

En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde  $S_{ut}$  es la resistencia a la tensión mínima.

### 5.1 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Se ha visto que la muestra para el ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio.

Algunas diferencias incluyen

- *Material*: composición, base de falla, variabilidad.
- *Manufactura*: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- *Entorno*: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- *Diseño*: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.

Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos.

Por lo tanto, la ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. 8}$$

Donde  $K_a$  = 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 viga rotatoria

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Para obtener cada uno de los factores se usan las siguientes ecuaciones y tablas

$$K_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. 9}$$

Tabla 1. Parámetros del factor de modificación superficial de Marin.

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado 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

(Diseño en ingeniería mecánica, Shigley)

Eje rotatorio. Para flexión o torsión

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec. 10}$$

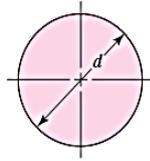
Para carga axial

$$K_b=1$$

Elemento no rotatorio: use la tabla 2, para  $d_e$  y sustituya en la ecuación anterior por  $d$

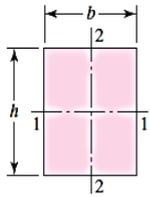
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Tabla 2. Áreas  $A_{0.95\sigma}$  de perfiles estructurales no rotativos



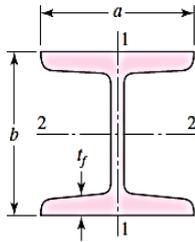
$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$

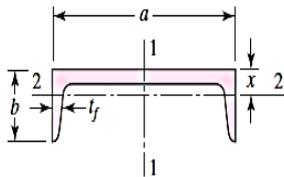


$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \text{ eje 2-2} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

(Diseño en ingeniería mecánica, Shigley)

Para  $K_d$

Ec. 11

$$K_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

Para  $K_e$

Tabla 3. Factor de confiabilidad

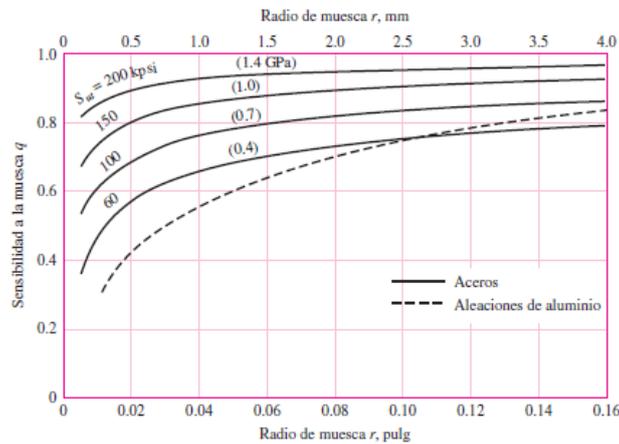
Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\sigma$	Factor de confiabilidad $k_\sigma$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

(Diseño en ingeniería mecánica, Shigley)

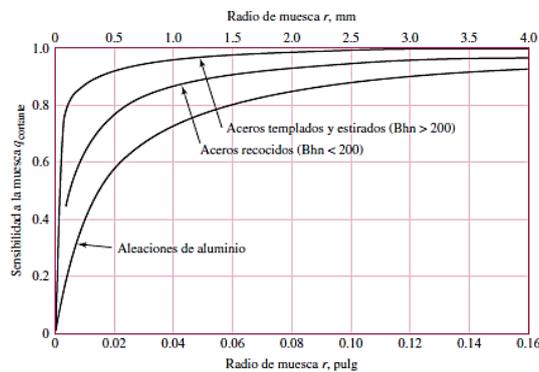
Para determinar  $K_f$  se necesitan las gráficas de factores teóricos de concentración de esfuerzos el cual se obtiene por métodos teóricos y experimentales para poder emplear las siguientes formulas

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad 0 \quad K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. 12 y Ec. 13}$$

Se obtiene q con las siguientes graficas



Grafica 3. Para obtener la Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado



Grafica 4. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa

(Diseño en ingeniería mecánica, Shigley)

De manera alternativa para cargas axiales o de flexión reversibles

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad \text{Ec. 14}$$

Para  $S_{ut}$  en kpsi Ec. 15

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

## 6. CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES

Ahora que se han definido las diversas componentes del esfuerzo asociadas con una parte sometida a esfuerzo fluctuante, se desea variar el esfuerzo medio y su amplitud, o componente alternante. Los criterios de falla se representan por las siguientes ecuaciones:

$$\text{soderberg} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 16}$$

$$\text{Goodman – modificado} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 17}$$

$$\text{Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \text{Ec. 18}$$

$$\text{ASME – eliptico} \quad \left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = \frac{1}{n^2} \quad \text{Ec. 19}$$

## 7. NORMATIVIDAD

### ASTM E606

Debido a la asequibilidad de la norma ASTM, la cual ha sido desarrollada por la American Society for Testing and Materials (ASTM, de ahí la denominación) como estándares para la realización de ensayos de materiales estableciendo las condiciones y procedimientos más adecuados para la obtención de buenos resultados. Esta no es la única norma empleada para la realización de ensayos, existiendo otras muchas como por ejemplo las británicas (British Standards) y francesas. Se partirá de la normativa ASTM por su presencia en 140 países y a sus 30000 miembros internacionales por dicha razón se optó por este modelo y siguiendo lo prescrito en las normas de ensayo de fatiga, la maquina se diseñara para probetas normalizadas según ASTM E606.

Esta Norma es recomendada para pruebas de fatiga de bajo ciclaje, pero también es empleada para pruebas de alto ciclaje de acuerdo a esta norma el tamaño de la probeta debe cumplir las siguientes condiciones:

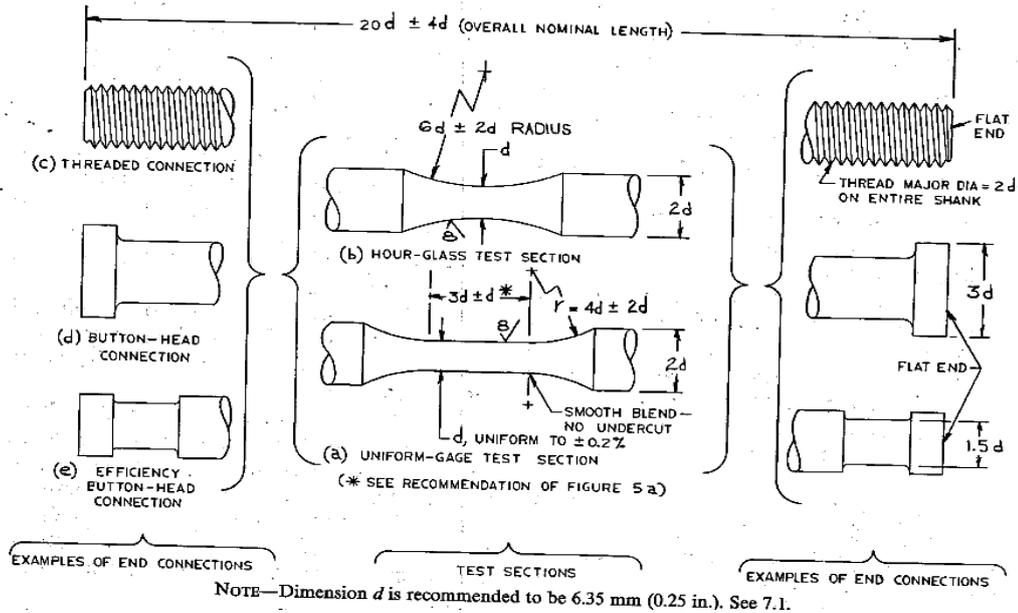


Fig 6. Dimensiones de la probeta según la norma ASTM E606

La utilización de esta práctica es limitada a especímenes metálicos.

## ASTM E468

Practica estándar para la presentación de resultados de un ensayo de fatiga para materiales metálicos.

La presentación de los resultados de prueba de fatiga debe incluir la información básica sobre el material, especímenes, y pruebas para aumentar la utilidad de los resultados y para reducir al mínimo la posibilidad de una mala interpretación o aplicación indebida de esos resultados como lo es la forma, tamaño y dimensiones de la probeta, la información mínima que se presenta se debe enumerar en orden cronológico, así como las operaciones realizadas a la probeta incluyendo el tipo de proceso utilizado para elaborarla (por ejemplo, fresado, torneado, rectificado, etc.), tratamiento térmico y tratamiento de la superficie. También deberá incluir el tipo de máquina de ensayo, la característica funcional (por ejemplo, cigüeñal, palanca, masa en rotación, etc.), la frecuencia de la aplicación de la fuerza, y la función (por ejemplo, sinusoidal, cuadrada, etc).

La información mínima que se presenta debe incluir el tipo de prueba (axial, flexión rotativa, plano, o torsión), es deseable, pero no es necesario (a menos que por mutuo consentimiento del autor y del usuario de los datos) incluir el procedimiento de montaje de la muestra en la máquina de ensayo, y las precauciones tomadas.

Las condiciones ambientales durante la prueba de Fatiga como rangos de temperatura y humedad relativa que se observaron en el laboratorio durante el programa de prueba, también debe incluir un Diagrama S-N

## PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

### ESPECIFICACION INICIAL: POR LOS MATERIALES A ENSAYAR

El acero es una aleación de hierro con pequeñas cantidades de otros elementos, es decir, hierro combinado con un 1% aproximadamente de carbono, y sumergido en agua fría adquiere por el temple gran dureza y elasticidad. Hay aceros especiales que contienen además, en pequeñísima proporción, cromo, níquel, titanio, wolframio o vanadio. Se caracteriza por su gran resistencia, contrariamente a lo que ocurre con el hierro. Este resiste muy poco a la deformación plástica, por estar constituida solo con cristales de ferrita; cuando se alea con carbono, se forman estructuras cristalinas diferentes, que permiten un gran incremento de su resistencia. Ésta cualidad del acero y la abundancia de hierro le colocan en un lugar preeminente, constituyendo el material básico del S.XX. Un 92% de todo el acero es simple acero al carbono; el resto es acero aleado: aleaciones de hierro con carbono y otros elementos tales como magnesio, níquel, cromo, molibdeno y vanadio. Por esta razón se emplearan aceros de la serie 1000 según SAE con mediana aleación teniendo como límite los aceros AISI 1045

Tabla 4. Aceros según SAE

ACERO	SAE	ACERO	SAE
Acero al carbono corriente (Ordinario)	10XX	Molibdeno -Níquel	46XX
Acero al carbono de fácil mecanización con mayor % de azufre o	11XX	Molibdeno Cromo – Níquel	47XX
Manganeso	13XX	Molibdeno – Níquel	48XX
Boro	14XX	Cromo	5XX
Níquel	2XXX	Cromo resistente al calor	514XX
Níquel – Cromo	3XXX	Cromo resistente a la corrosión	515XX
Resistente al calor y a	303XXX	Cromo – Vanadio	6XXX
Molibdeno	40XX	Níquel – Cromo – Molibdeno	8XXX
Molibdeno – Cromo	41XX	Silicio – Manganeso	92XX
Molibdeno – Cromo – Níquel	43XX	Níquel – Cromo-Molibdeno	94XX

### Aceros al carbono

Se clasifican en tres grupos:

- Aceros de bajo contenido de carbono (0.10% a 0.30% de carbono)
- Aceros de contenido medio de carbono (0.30% a 0.50% de carbono)
- Aceros de alto contenido de carbono (0.50% a 0.88% de carbono)

A los primeros se les llama aceros suaves, a los segundos aceros semiduros y a los últimos aceros duros.

- Los aceros de bajo contenido de carbono corresponden a la numeración SAE 1010 a SAE 1030. Los aceros españoles F6200 a F6218 se sitúan dentro del grupo citado anteriormente. Se trata de aceros de uso general,

con muy pocos elementos de aleación. El alambre de frenado para las tuercas se hace de este tipo de acero, los casquillos, etc. En aeronáutica no se suelen emplear aceros por debajo del SAE 1015 (0.15% de carbono).

- Los aceros de carbono tienen mayor dureza que los anteriores. Se sitúan en la banda SAE 1030-1050 (F1130 a F1150 española). Son apropiados para ejes, tornillos, bieletas, etc. El acero SAE 1035 (F1130) es el acero principal de la serie en la fabricación aeronáutica y se encuentra normalmente en los terminales de barras de mando de vuelo, y en general en las piezas que requieran buena tenacidad.
- Los aceros duros tienen muy pocas aplicaciones en aeronáutica por su excesiva fragilidad, de tal manera que no encontramos normalmente construcciones aeronáuticas con aceros de más de 0.5% de carbono. Quizá debemos señalar al acero SAE 1095 (F5117) que se emplea en forma de chapa o de alambre para flejes y resortes.

## DISEÑO Y SELECCIÓN DETALLADA

### DISEÑO DE LA PROBETA

De acuerdo a la norma ASTM E606, se obtuvo la dimensión de la probeta a utilizar:

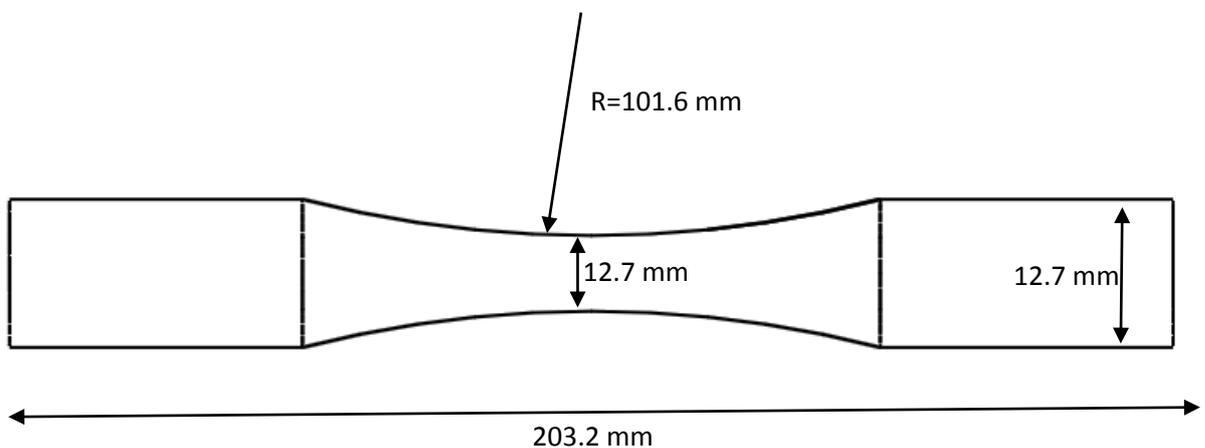


Fig 7. Dimensiones de la probeta según norma ASTM E606

## DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MÁQUINA

Existen diferentes tipos de máquinas de fatiga debido a su accionamiento ya sea hidráulico, neumático y las de resonancia, las dos primeras tiene la desventaja de su alto precio y la cantidad de horas de funcionamiento mientras que 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 carga constantes o variables con determinadas frecuencias de operación. Entre estas máquinas se encuentra:

- a) Sistemas de ultrasonido
- b) Sistemas generador de ruido
- c) Sistemas de vibración forzada

Los sistemas ultrasónicos de resonancia 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, lo cual caracteriza a estos sistemas como de alta frecuencia. Entre otras 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 dado y así ser aplicados secuencialmente.

Los sistemas generadores de ruido a diferencia de los sistemas de ultrasonido tienen la desventaja de tener un bajo factor de crecimiento además de que el control utilizado de este sistema no es muy usado en la industria debido a su gran complejidad y muy elevado costo.

Por otra parte, existen los sistemas de vibración forzada en los cuales las probetas son sometidas a cargas de flexión y por medio de una masa desbalanceada montada en el marco del chasis un motor eléctrico le transmite el torque necesario para que la fuerza centrífuga actúe sobre la probeta.

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 siguiente tabla nos muestra las principales características de los dispositivos electromecánicos.

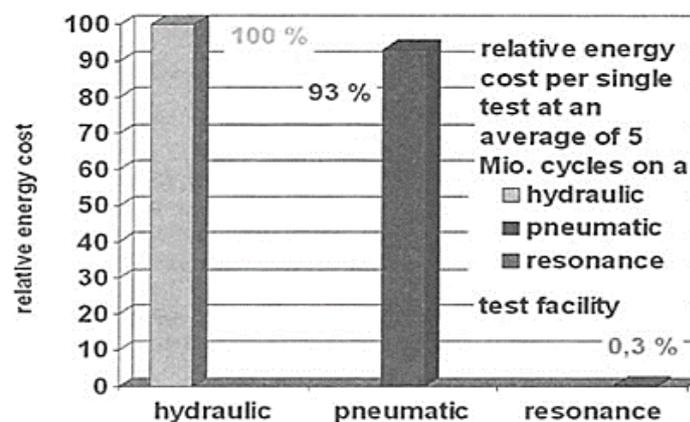
*Tabla 5. Características de los sistemas electromecánicos para fatigar materiales*

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

<b>Flexión</b>	Si	Si	Si	Si	Si
<b>Rango de frecuencia</b>	Fijo	Fijo, 1800 RPM	0 a 10000 RPM	40 – 300 Hz	0-1 Hz
<b>Rango de carga</b>	Típicamente menor a 450 N	Arriba de los 220KN	-	Arriba de los 180 KN	Arriba de los 90 KN
<b>Control</b>	Open- loop	Open- loop	Open- loop	Closed- loop	Closed- loop
<b>Modo</b>	Desplazamiento	Carga	Flexión/Rotación	Carga	Carga, desplazamiento y deformación
<b>Deflexión máxima</b>	-	25.4mm (1 pulgada.)	-	1 mm	100 mm
<b>Ventajas</b>	Simple y sencillo	Versátil eficiente y duradero	Eficiente, duradero y simple	Extremadamente eficiente y con un control completo	Control completo y una alta precisión
<b>Desventajas</b>	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

Como se puede apreciar en la tabla 5 los sistemas de resonancia y los de flexión rotatoria son los más viables debido a que son muy rápidos en su frecuencia de operación y tiene un control completo.

Los sistemas de resonancia representan una buena opción para el diseño de una máquina de fatiga por su costo, ya que estos se reducen considerablemente en comparación de los sistemas hidráulicos y neumáticos como se puede ver en la gráfica 5 por eso se optó por diseñar una máquina que opere a vibración forzada



Gráfica 5. Comparación de costos por el tipo de accionamiento

La máquina a diseñar no requiere soportar una gran temperatura de operación debido a que el ambiente de trabajo donde se instalará es de clima semi-cálido

semi-húmedo con una temperatura que oscila los 20 y 34 °C. Además trabajará en un lugar donde la superficie del suelo es plana y su forma de ubicación es estacionaria en su lugar de trabajo.

Las partes de la máquina se presentan a continuación:

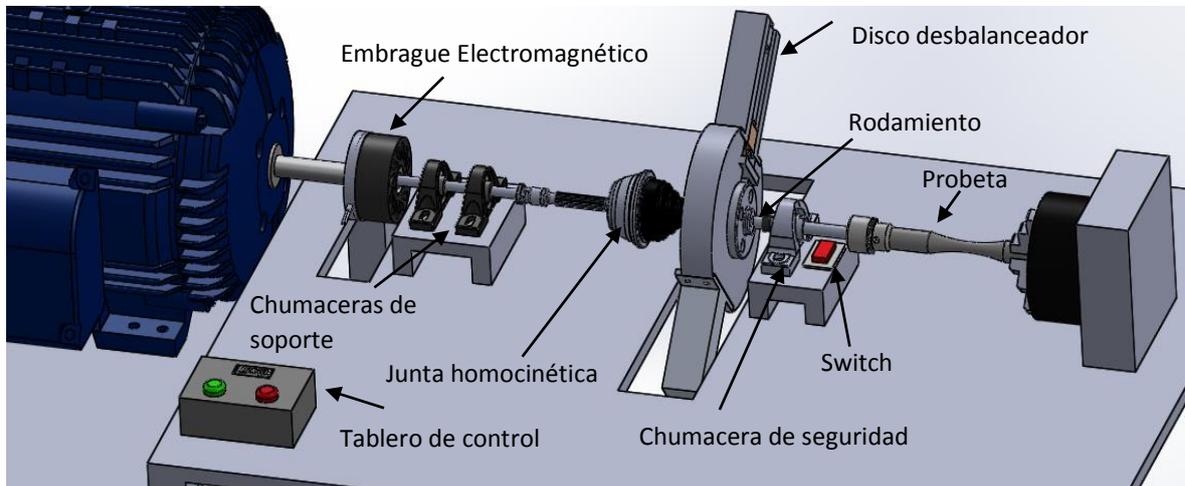


Fig 8. Diseño conceptual de la máquina de pruebas de fatiga

- Embrague electromagnético: Tiene como función el acople y desacople del giro del motor. Este tipo de embrague llevan un conjunto de relés y un electroimán sobre el volante, logrando gracias a la fuerza del campo magnético que realice la tarea que habitualmente lo haría el plato de presión. Al igual que en los embragues hidráulicos en los electromagnéticos también se evita el rozamiento ya que la armadura gira gracias a la fuerza magnética sin contacto directo, lo que le permite tener un larga vida de uso siendo también un embrague de funcionamiento suave al igual que los hidráulicos
- Junta homocinética: tiene como finalidad conectar dos ejes dispuestos longitudinalmente, no continuos, de modo que la velocidad entre ellos sea igual en todo momento. Es una unión articulada una especie de rotula compleja que permite movimientos sin afectar el giro.
- Disco desbalanceador: la función de este disco será la de hacer variar la amplitud de nuestra máquina y con ello producir la fatiga en la probeta, para ello estará diseñado con una especie de actuador lineal al que se le agregara una masa que recorrerá determinada distancia modificando así el desbalanceo.
- Rodamiento: su función es conectar las partes rodantes con las partes fijas.

- Switch: su función es apagar el motor, desacoplar el embrague y detener el sensor contador de ciclos cuando la probeta se rompa con la ayuda de una tarjeta de adquisición de datos.

(Para ver diferentes vistas del diseño conceptual de la maquina consultar Anexo1)

### CÁLCULO DE LA FUERZA CENTRÍFUGA REQUERIDA EN EL DISCO PARA PRODUCIR FATIGA EN LA PROBETA

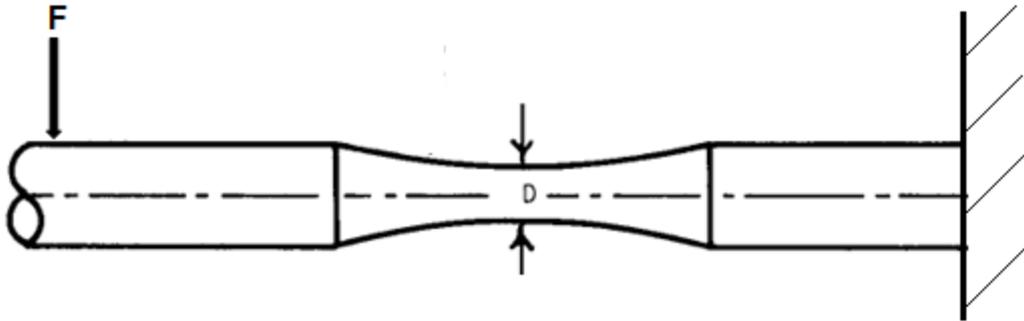


Fig 9. Diagrama de la fuerza de flexión en la probeta

Se desconoce la fuerza que provocaría la flexión máxima en la probeta por lo tanto se toma como incógnita, las formulas a emplear serían las siguientes:

$$\sigma_{flexion} = \frac{MC}{I} \quad I = \frac{1}{4} \pi r^4 \quad \text{Ec. 16}$$

Ec. 17

Ec. 18

$$M = f * l \quad C = \frac{D}{2} \quad F_c = mr\omega^2 \quad \text{Ec. 19 y Ec. 20}$$

Al sustituir cada ecuación en la de esfuerzo flexionante obtenemos:

$$\sigma_{max} = \frac{4mr_d\omega^2 l}{\pi r^3} \quad \text{Ec. 21}$$

Calculando el límite de resistencia a la fatiga, considerando un acero AISI 1045, estirado en frio y maquinado.

$$S_{ut} = 630 \text{ Mpa} = 91 \text{ kpsi}$$

$$S'_e = 0.5(630) = 315 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$k_a = 4.51(630)^{-0.265} = 0.81724$$

$$k_b = 1.24(12.7)^{-1.07} = 0.944745$$

$$k_c = 1$$

$$k_e = .62$$

$$S_e = 150.789 \text{ Mpa}$$

Despejando la masa y el radio del disco de la ecuación 25 obtenemos:

$$m = \frac{\pi \sigma r^3}{4 r_d \omega^2 l} \quad r_d = \frac{\pi \sigma r^3}{4 m \omega^2 l} \quad \text{Ec. 22 y Ec. 23}$$

Debido a que no queremos que nuestra probeta se encuentre en la vida infinita emplearemos el límite de resistencia a la fatiga como nuestro mínimo y la resistencia última a la fatiga como nuestro máximo de esta manera considerando el máximo calcularemos la masa que debe ir en el disco desbalanceador y con el mínimo obtendremos el radio mínimo del disco para que la probeta supere su límite de resistencia a la fatiga (de acuerdo a la Grafica 1. Ejemplo de curva S-N)

$$m = \frac{\pi(630 \times 10^6)(.00635)^3}{4(.2)(94.2478)^2(.1016)} = 701.917 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$r_{dmin} = \frac{\pi(150.789 \times 10^6)(.00635)^3}{4(701.917 \times 10^{-3})(94.2478)^2(.1016)} = 47.8695 \times 10^{-3} \text{ m} = 4.7869 \text{ cm}$$

De acuerdo a la ecuación 24 la fuerza centrífuga que se necesita en el disco para fatigar la probeta es de 1.24698 KN

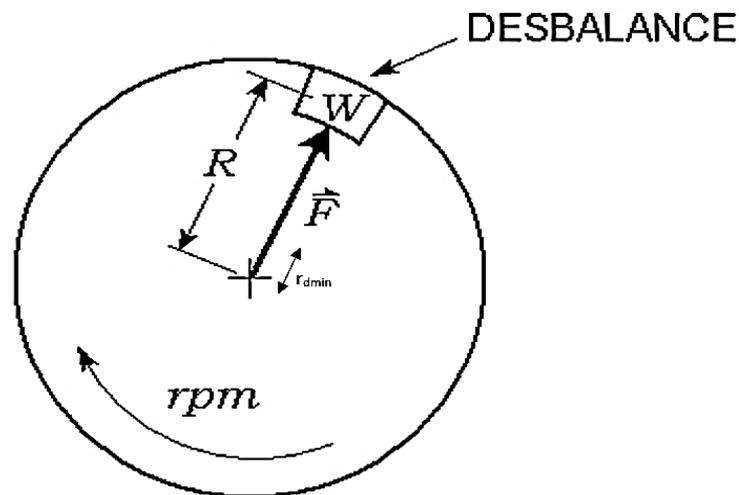


Fig 10. Esquema del disco desbalanceador

No se tomó en cuenta el factor de concentración de esfuerzos debido a que aumenta nuestra resistencia última a la fatiga, de considerarlo su valor sería de .488753 lo que provocaría un aumento de casi el doble del esfuerzo provocando que saliéramos de nuestra área de estudio que tiene como límite máximo  $S_{ut}$  y como mínimo  $S_e$

Se realizó una simulación con la ayuda de Solidworks para poder verificar si la probeta se fatigara con esta carga, considerando un acero AISI 1045 estirado en frío que es nuestro límite de material que se podrá someter a la prueba de fatiga.

En la comprobación de fatiga del análisis estático con un factor de seguridad de uno nos arroja un posible problema de fatiga:

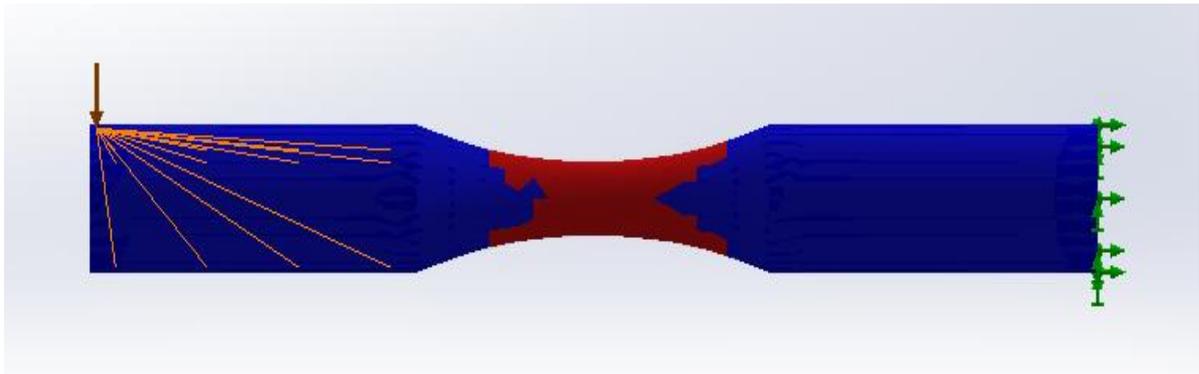


Fig 11. Comprobación de fatiga de la probeta

Realizando el análisis de fatiga podemos observar que la probeta tiene menos vida en la zona central en donde precisamente se tiene que romper para que la prueba de fatiga sea válida

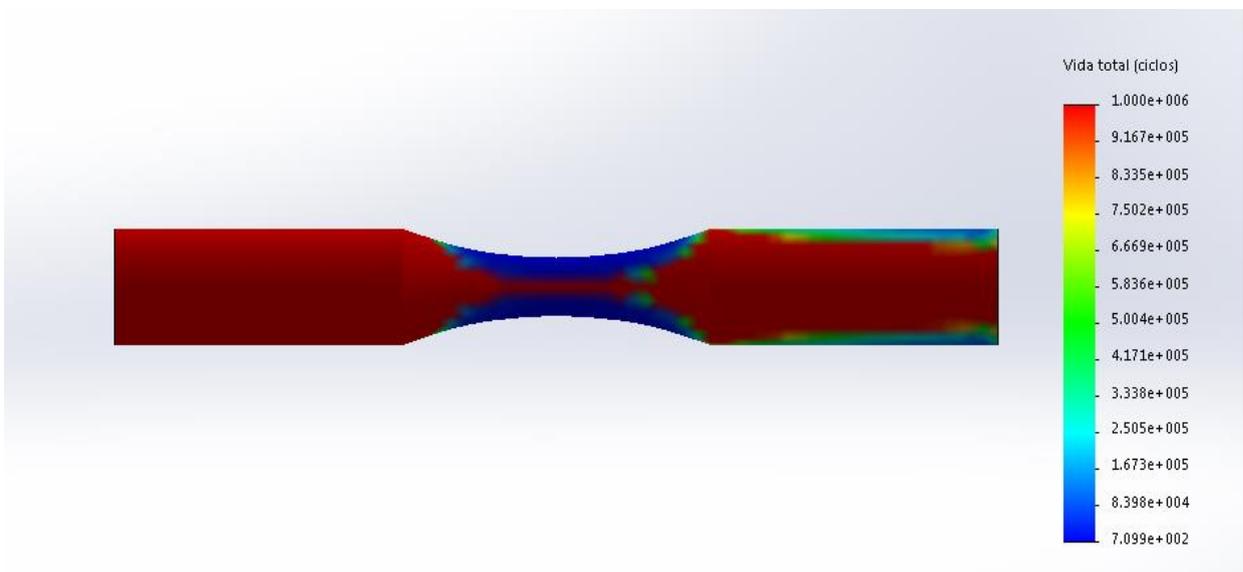


Fig 12. Simulación de fatiga en la probeta

## SELECCIÓN DE EMBRAGUE ELECTROMAGNÉTICO

Por las características que posee se optó por el embrague electromagnético modelo SF-120 Bearing Mounted del distribuidor industrial Magza en su catálogo embragues y frenos electromagnéticos básicos cuyas características se muestran a continuación:

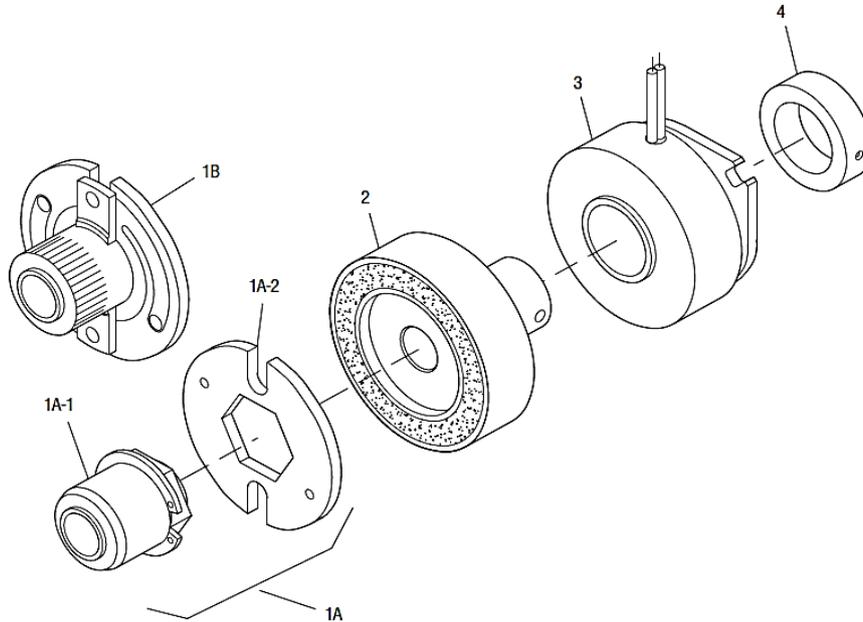


Fig 13. Embrague electromagnético modelo SF-120

Tabla 6. Características del embrague electromagnético

Item	Description	Part Number	Qty.
1A	Armature and Hub		
1A-1	Armature Hub		1
	3/16" Bore	5602-541-009	
	1/4" Bore	5602-541-008	
1A-2	Armature	110-0110	1
1B	Antibacklash Armature		1
	3/16" Bore	5602-111-002	
	1/4" Bore	5602-111-003	
	5/16" Bore	5602-111-007	
2	Rotor		1
	3/16" Bore	5602-751-008	
	1/4" Bore	5602-751-006	
	5/16" Bore	5602-751-007	
3	Field		1
	6 Volt	5602-451-021	
	24 Volt	5602-451-023	
	90 Volt	5602-451-025	
4	Set Collar	5602-266-001	1

### Bore Dimensions

Rotor Bore Dia.	Armature Bore Dia.
.188/.187	.195/.190
.251/.250	.257/.252
.313/.312	—

Static Torque	5 lb.in.
Maximum Speed	3,600 rpm
Standard Voltage	D.C. 6, 24, 90

Unit Size	SF-120, B.M.	
	Wt. (lbs.)	Inertia (lbs.in. <sup>2</sup> )
Field & Rotor Assembly .....	.113	.00831
Field .....	.053	.....
Rotor .....	.049	.00717
Set Collar .....	.011	.00114
Armature .....	.018	.00378
Armature Hub .....	.020	.00413
Antibacklash Armature .....	.....	.00467

## DISEÑO DE LA FLECHA

El eje es el encargado de transmitir torsión a la máquina, para el diseño del eje se toman en cuenta dos estudios por carga estática y por fatiga. El motor seleccionado será de 900 rpm y ½ Hp por lo tanto el tursor que actúa sobre el eje será de:

$$pot = Tw \quad \text{Ec. 24}$$

Pot= potencia en watts

W= vel. Angular en rad/s

T= N·m

$$T = 3.9560 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como el embrague electromagnético estará soportado por el eje, se considerara el peso de éste como una fuerza que flexionara al eje, de esta manera considerando su masa obtuvimos su peso quedando de 1.2 N

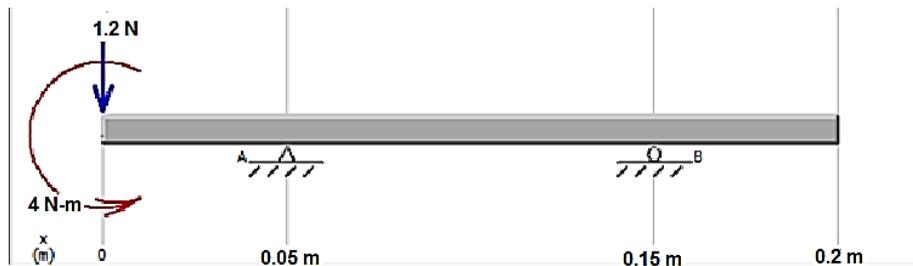


Fig 14. Diagrama de cuerpo libre del eje

Las reacciones son en A=41.8 N y en B=- 40.6 N, y sus diagramas de fuerza cortante y momento flexionante son los siguientes:

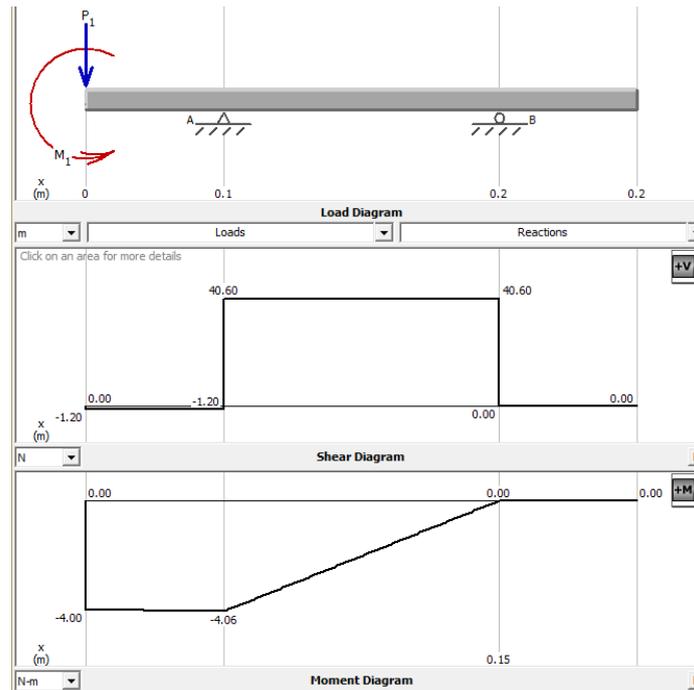


Fig 15. Diagrama de cortante y de momento flexionante

Calculando el límite de resistencia a la fatiga considerando un acero AISI 1020

$$S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 0.5(380) = 190 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$k_a = 4.51(380)^{-0.265} = 0.934402$$

$k_b = 1$  Se pondrá temporalmente debido a que no sabemos el tamaño

$$k_c = 1$$

$$k_e = .62$$

$$S_e = 110.073 \text{ Mpa}$$

Se empleara la ecuación de Goodman modificado ya que este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador y considerando el momento alternante y torsor constante:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} [4(M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} (3(T_m)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \right. \quad \text{Ec. 25}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2.5)}{\pi} \left[ \frac{1}{110.073 \times 10^6} [4(4)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{380 \times 10^6} (3(4)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \right\}$$

$$= 10.4997 \times 10^{-3} m$$

Recalculando el factor de tamaño

$$k_b = 1.24(10.5)^{-1.07} = 0.964172$$

$$S_e = 106.129 \text{ Mpa}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2.5)}{\pi} \left[ \frac{1}{106.129 \times 10^6} [4(4)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{380 \times 10^6} (3(4)^2)^{\frac{1}{2}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$= 10.6026 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Iterando el diámetro podemos observar que su tamaño sería de 10.6 mm

Con la ecuación de ASME elíptica:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 26}$$

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{4}{106.129 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left( \frac{4}{210 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 10.1564 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\approx 10.2 \text{ mm}$$

De acuerdo a la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$d = \left[ \frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 27}$$

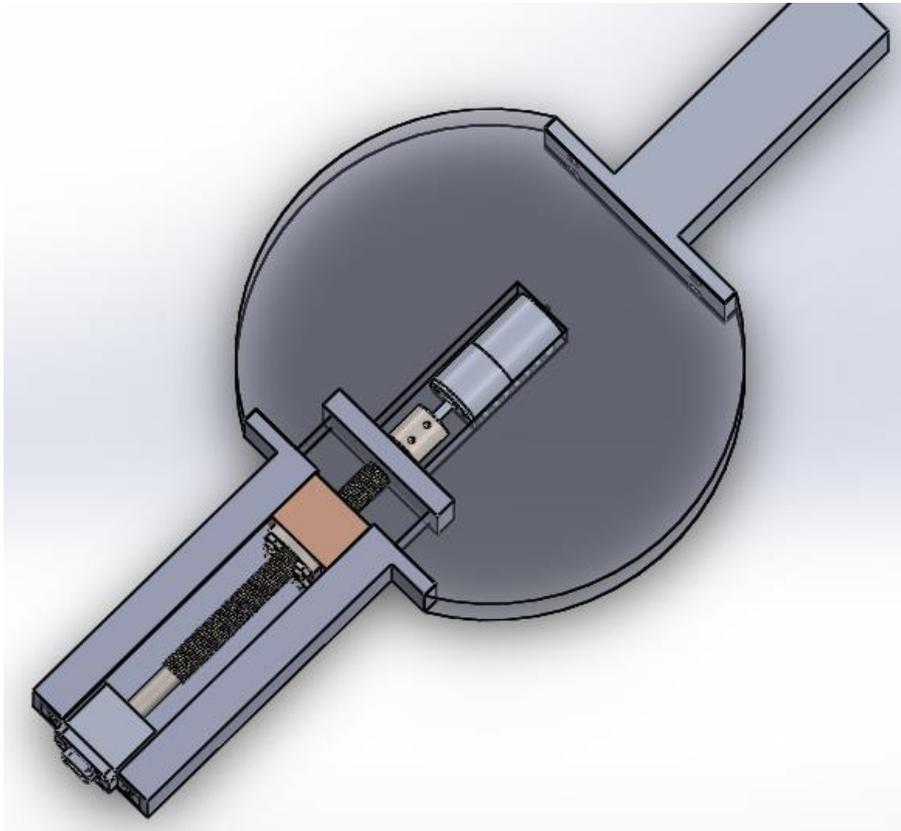
El factor de seguridad empleado es de 2.5, tomando el momento torsor máximo de 4 N·m, el máximo momento flexionante de 4 N y considerando el acero AISI 1020 con una  $S_y = 210 \text{ Mpa}$ .

$$d = \left[ \frac{32 \cdot 2.5}{\pi \cdot 210 \times 10^6} (4^2 + 4^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 8.819 \times 10^{-3} = 8.819 \text{ mm} \approx 9 \text{ mm}$$

Considerando los diámetros obtenidos se eligió un eje de comercial de 12 mm.

## DISEÑO DEL DISCO DESBALANCEADOR

La función del disco desbalanceador es hacer variar la amplitud, para lograrlo se moverá una masa dentro del disco a través de un motor y un tornillo embalado, provocando una variación en la fuerza centrífuga.



*Fig 16. Diseño Disco desbalanceador*

El tornillo de transmisión de potencia debe soportar la fuerza de desbalance de 1247 N sin deformarse o dañarse, además de que el torque que requiera debe soportarlo el motor de corriente continua y de dimensiones específicas que se montará en la base.

El tornillo a seleccionar debe tener una gran capacidad de carga y las dimensiones del husillo tienen que ser adaptables al disco desbalanceador además de que en el husillo se tiene una brida para colocar la masa que se requiera. Es por esto que se optó por un tornillo en miniatura embalado de la serie métrica marca Thomson, el cual muestra la tabla 7 sus características:

*Tabla 7. Características del tornillo embalado*

Diámetro nominal (medida)	Avance	Tipo de husillo	Tornillo embalado y husillo	Tamaño de rodamiento sugerido	Capacidad de carga dinámica	Capacidad de carga estática	Máximo deslizamiento axial (juego)	Diámetro menor	longitud máxima
(mm)	(mm)			(mm)	(kN)-(lbf)	(kN)-(lbf)	(mm)	(mm)	(mm)
12	2	B	PRM1202	8	3-647	6.4-1439	0.02	10.6	395

El disco será de aluminio, se buscaron las partes que lo integrarían de acuerdo a la masa que se desea mover y tomando en cuenta el espacio.

El torque que necesitaría el motor se calculó de la siguiente manera considerando que tiene que vencer la fuerza centrífuga provocada por la masa:

$$T_d (N\cdot m) = \frac{F_{eq} \times P}{2\pi e} = 1.77 \times 10^{-4} \times F_{eq} \times P \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

- $F_{eq}$  = Equivalent Operating Load (N)
- $P$  = Lead (mm)
- $e$  = Efficiency = 0.90

La Fuerza máxima a la que se está sometida la carga es de 1247 N y el avance del tornillo es de 2mm

$$T_d = 1.77 \times 10^{-4} \times F_{eq} \times P = 1.77 \times 10^{-4} \times 1247 \text{ N} \times 2 \text{ m} = 0.441438 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Realizando la conversión a kg·cm = 4.501 kg·cm y considerando un factor de seguridad de dos nos arroja un torque de 8.99 kg·cm

El motor necesario para elevar o regresar la carga alrededor del brazo guía debe de ser con un torque mayor o igual a 4.5 Nm. Tomando en cuenta la fricción del brazo guía del se eligió un motor con un torque de 9.4 kg·cm y con una velocidad de giro de 130 RPM con un voltaje de alimentación de 6 volts, 450 mili-Amperes de consumo en corrida libre y 6.5 con carga.

## RODAMIENTOS

Se seleccionó un rodamiento que conectado con el brazo guía soportara la máxima fuerza ejercida por la masa de desbalance de 1247 N, por lo cual se optó por un rodamiento con soporte de piso de la marca comercial Thomson tipo BK, en el que en la tabla 8 se muestran sus características

Tabla 8. Características rodamiento con soporte de piso

Código de pieza	Diámetro x Avance (mm)	Capacidad de carga del rodamiento					
		Capacidad de carga estática			Capacidad de carga dinámica		
P/N	(mm)	(kgf)	(lb)	(N)	(kgf)	(lb)	(N)
7833391	12	530	1168	5197	195	430	1912

## ANILLO DE RETENCIÓN

Se seleccionó un anillo de retención para asegurar que el servomotor no sufra algún daño por una posible carga axial que la masa de desbalance pueda ocasionar.

En el catálogo de anillos de retención rotor clip se tienen los siguientes datos para este anillo de retención de 8 mm de diámetro del eje como lo muestra la tabla 9.

Tabla 9. Características anillo de retención

No de anillo	Diám. del eje (mm)	Tamaño de la ranura				Información complementaria			
		Diámetro		Espesor	Profundidad	carga de empuje del anillo	Carga de empuje de la ranura	Carga Máxima	Límite de RPM
		Dg	Tolerancia	W. Mín.	d	kN	kN	kN	
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.9	0.2	3	0.8	2	96000

Se eligió un anillo de retención de 8 mm ya que esta longitud se adapta a los diámetros comerciales de coples y a él maquinado del tornillo de transmisión de potencia que llevará en un extremo.

## ANILLO DE COLECTOR

Para poder transmitir la energía eléctrica para alimentar a él servomotor se seleccionó un anillo colector capaz de soportar una corriente eléctrica de 6.5 Amperes y poder girar a una velocidad superior a las 1000 RPM y a un voltaje de 6 Volts sus características se muestran a continuación:

Tabla 10. Características del anillo colector

ESPECIFICACIONES	
Velocidad de operación	2500 RPM
Número de circuitos	8(AC6231), 4 (AC6266)
Distancia del cable	20 pulgadas
Tamaño del cable y tipo	14 AWG
Voltaje	220 VAC
Temperatura de operación	-40° C a +80°C
Relación de corriente	15 Amperes por circuito
Ruido	60 mili-Ohms máximo



Fig 17. Anillo colector AC6231.

El anillo colector se ubicara en la brida que conecta a la base del disco con la junta homocinética permitiendo al anillo girar junto con los cables internos que van conectados al servomotor, los cables externos no giran lo cual permiten al sistema mandar señales específicas por medio de un controlador.

## CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS COMPONENTES

Las características de las partes que componen el disco se muestran a continuación:

*Tabla 11. Componentes del Disco Desbalanceador*

Unidad	Cantidad	Descripción técnica
Motoreductor Pololu 25X54L mm	1	Relación de engranajes 75:1 Torque 9.4 kg-cm Velocidad de giro 130 RPM HighPower 6V
Cople No. De código 625222	1	Cople de metal primer orificio 4mm segundo orificio 8mm, longitud 19.05 mm, diámetro exterior 12.7 mm
Rodamiento de pared BK Thomson 12 mm No. De código 7833391	1	Rodamiento de pared con una resistencia estática de 5197 N y una resistencia dinámica de 1912 N
Anillo de retención DHS- 8 RotorClip	2	Anillo de retención DHS (anillos de eje), carga de empuje del anillo 3kN y de la ranura 0.8 kN
Pololu Bracket Pair 25 mm de diámetro	1	Base para motor Pololu 25 mm de diámetro material
Miniature rolled ball screw tipo B (husillo embalado) y tornillo de 200 mm. Código de producto PRM 1202	1	Husillo embalado miniatura 12 mm con una capacidad de carga estática de 6.4 kN y con su respectivo tornillo de 200 mm de longitud y un maquinado en sus dos extremos el primero para ajuste de rodamiento BK 7833391 Tipo BK1 y el otro extremo un maquinado con una reducción a 8 mm con 27.5mm de longitud

(Ver anexo 2, 3 y 4 para ampliar información)

## ANALISIS Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

De acuerdo a cada una de las características para los diferentes tipos de rodamientos, así como la disposición de cargas que son exclusivamente radiales se determinó como más adecuado el rodamiento rígido de bolas.

Partiendo de las cargas que actúan en los apoyos podemos ver que el rodamiento A es el más crítico.

$$F_r = R_a = 41.8 \text{ N} \quad \text{Ec. 29}$$

$$F_a = 0$$

$F_r$  = carga radial aplicada, [N]

$F_a$  = carga axial aplicada, [N]

### Capacidad carga estática

$$C_o = P_o S_o \quad \text{Ec. 30}$$

$C_o$  = capacidad estática de carga

$P_o$  = carga estática equilibrada [N]

$S_o$  = coeficiente de seguridad relativa a la carga estática

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la carga estática equivalente

$$P_o = F_r$$

$$C_o = 2.5(41.8) = 104.5 \text{ N}$$

Donde  $S_o = 2.5$  para exigencias elevadas

### Capacidad carga dinámica

$$C = P(L_{10})^{\frac{1}{p}} \quad \text{Ec. 31}$$

$C$  = capacidad dinámica de carga, [N]

$P$  = carga dinámica equivalente, [N]

$L_{10}$  = vida del cojinete en millones de revoluciones

$p = 3$ , para los rodamientos de bolas

$$C = 4.18 \text{ kN}$$

Con los datos anteriormente determinados y con un diámetro interno de 12 mm se seleccionó un rodamiento rígido de bolas FAG 6001 y una chumacera de fundición gris FAG P16203/12, las tablas de sus medidas se muestran a continuación:

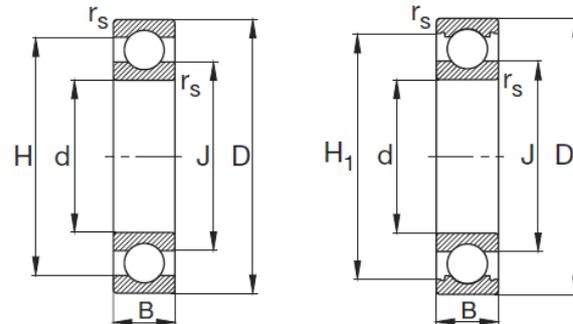


Tabla 12. Características del rodamiento rígido de bolas

Eje	Dimensiones							peso	Capacidad de carga	
	D	D	B	$r_s$	H	$H_1$	J		Dyn C(KN)	stat $C_o$
	Mm							Kg		
12	12	28	8	.3	23.5	24.4	16.6	.02	5.1	2.36

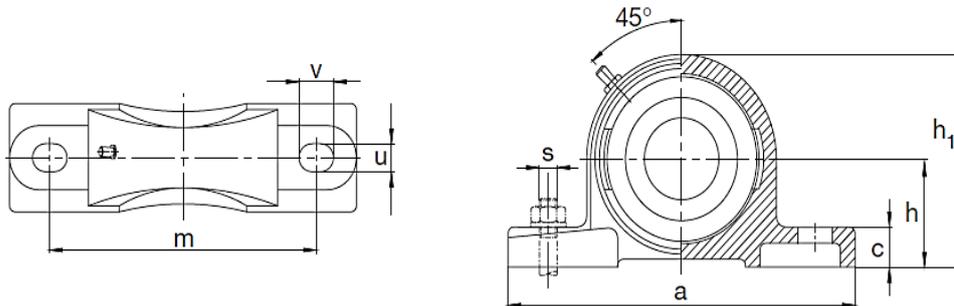


Fig 18. Chumacera de fundición gris

Tabla 13. Características de la chumacera

Eje	Dimensiones										Tornillos de fijación	
	d	a	b	c	h	$h_1$	m	u	v	s		
mm	in	mm									mm	in
12		12	125	32	13	30,2	57	96	11,5	16	M10	$\frac{3}{8}$

## Lubricación en los rodamientos

Se determina el diámetro medio mediante la ecuación:

$$d_m = \frac{D + d}{2}$$

Ec. 32

$d_m$ = diámetro medio [mm]

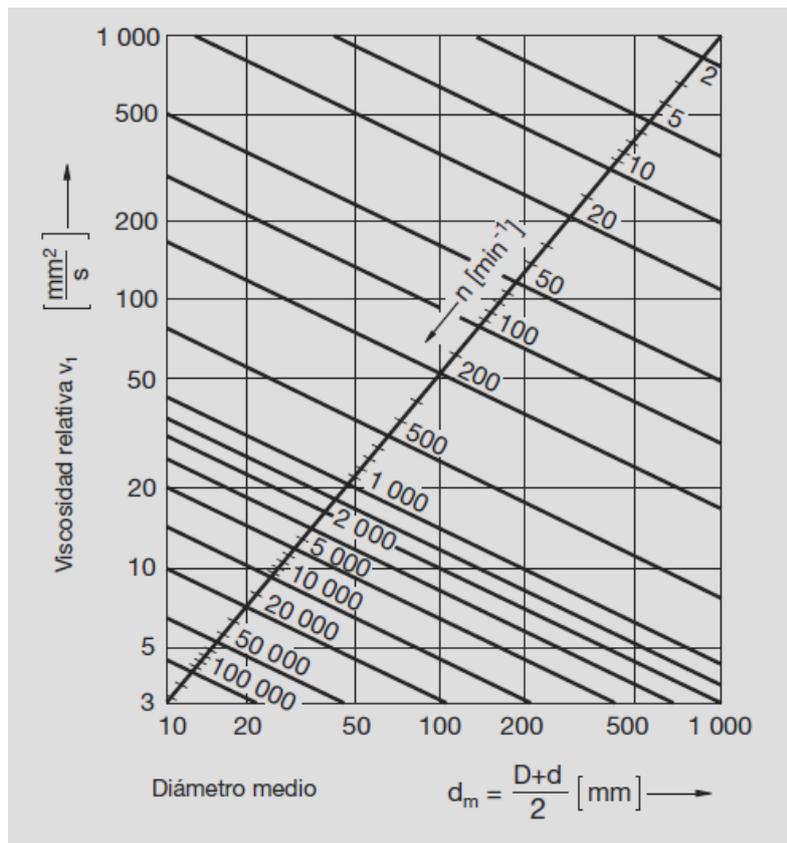
$D$ = diámetro externo del rodamiento, [28 mm].

$d$ =diámetro interno del rodamiento, [12 mm].

$$d_m = 20 \text{ mm}$$

Mediante la siguiente grafica se obtiene la velocidad relativa de 6.1 mm<sup>2</sup>/s. El lubricante que cumpla con este requerimiento es el adecuado.

Tabla 14. Viscosidad relativa



## SELECCIÓN DE CHUMACERA DE SEGURIDAD

Cabe destacar que la chumacera de seguridad (véase figura 8) tendrá la función de sostener la probeta únicamente cuando está se rompa, por lo tanto se calculó la deflexión que causa en la probeta la fuerza centrífuga y el peso del disco para poder calcular el diámetro de la chumacera. Para ello se empleó Solid Works

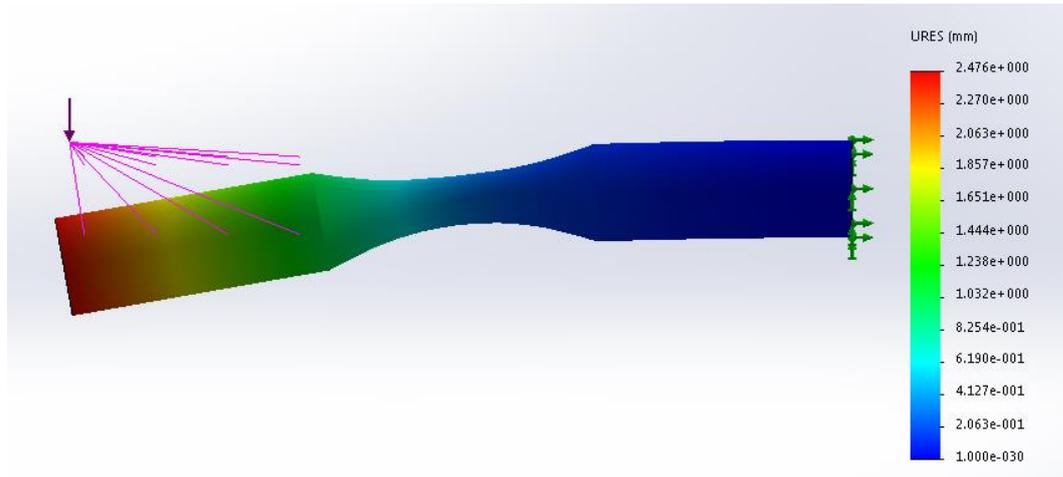


Fig 19. Desplazamiento de la Probeta

Podemos observar en la imagen anterior (fig. 16) que su deflexión máxima es de 2.476 mm, así que se tomó de 2.5 mm, considerando el diámetro de la probeta de 25.4 mm más su desplazamiento nos arroja un diámetro de la chumacera de 30.4 pero se optó por un diámetro comercial de 35 mm.

De acuerdo al diámetro requerido se buscó en el catálogo de FAG el modelo P16207 y 16007 respectivamente:

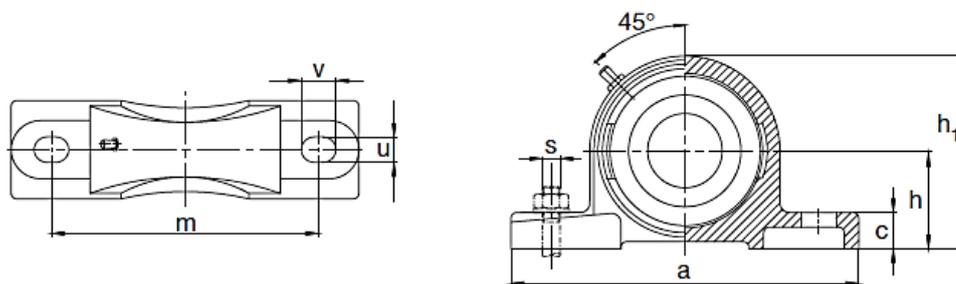


Fig 20. Chumacera de seguridad

Tabla 15. Características de chumacera de seguridad

Eje	Dimensiones										Tornillos de fijación	
	d	a	b	c	h	h <sub>1</sub>	m	u	v	s		
mm in	mm									mm	in	
35	35	167	48	18	47,6	93	126	14	19	M12	1/2	

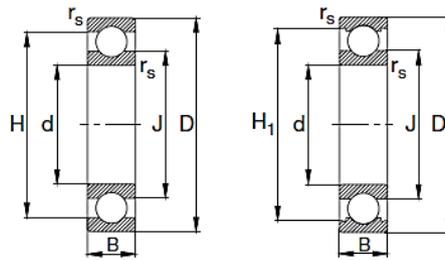


Fig 21. Rodamiento de bolas

Tabla 16. Características rodamiento

Eje	Dimensiones							peso
	D	D	B	r <sub>s</sub>	H	H <sub>1</sub>	J	Kg
	Mm							
35	35	62	9	.3	53.5	54.8	43.7	.105

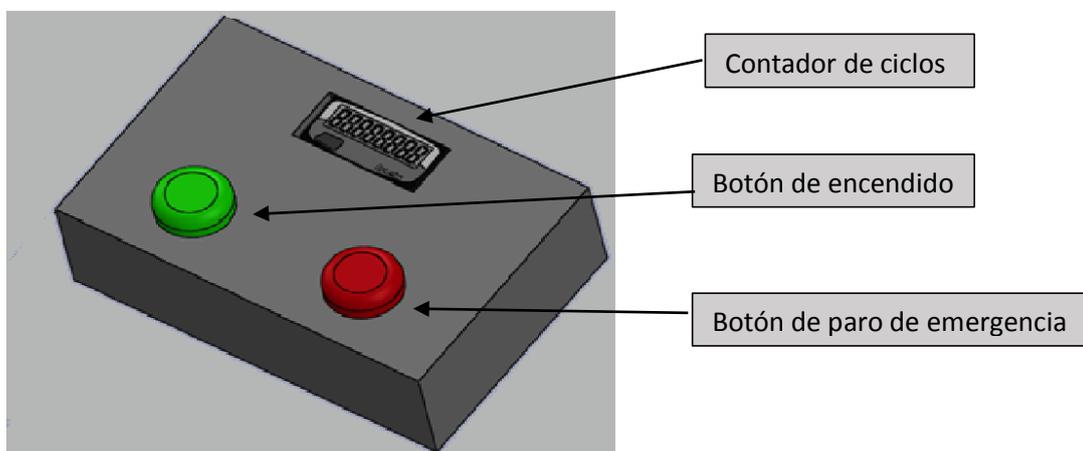
## SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control es el encargado de administrar, ordenar, dirigir o regular el comportamiento de la maquina permitiendo reducir las probabilidades de fallo y obtener los resultados deseados con la mayor efectividad y seguridad facilitando de esta manera la labor del operario.

El sistema de control de la maquina tiene que ser lo más simple posible y que brinde seguridad al momento de realizar un ensayo.

## TABLERO DE CONTROL

El módulo de control estará ubicado en el extremo izquierdo del banco de pruebas y estará conformado por una tarjeta de adquisición de datos que controlara el contador de ciclos, el motor eléctrico, y embrague electromagnético



*Fig 22. Tablero de control*

## CONTADOR DE CICLOS Y SWITCH

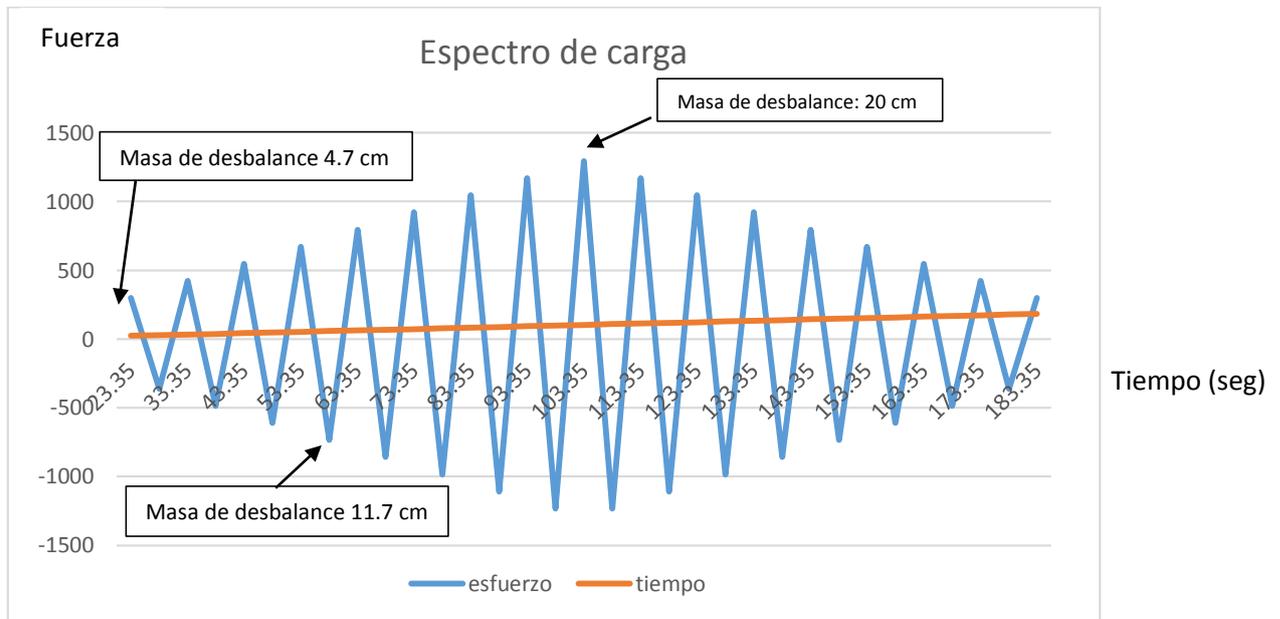
Consiste en el empleo de un contador de revoluciones digital ubicado cerca del eje que lleve una cuenta de los ciclos durante la prueba y un switch ubicado debajo de la probeta para que al momento de la rotura se active el switch mande una señal a la tarjeta de adquisición de datos para que detenga el giro del motor, desacople el embrague y pare el contador de ciclos

## ESPECTRO DE CARGA

De acuerdo al movimiento del disco desbalanceador se generará una variación en la amplitud de los esfuerzos esto debido al movimiento de la masa de desbalance dentro del disco como al movimiento rotatorio del disco, se sabe con base en los cálculos realizados anteriormente que el radio mínimo en el que la probeta superara su límite de resistencia a la fatiga es de 4.7869 cm y su radio máximo es de 20 cm.

El motor seleccionado para mover dicha masa de desbalance es de 130 rpm y el husillo tiene un avance de 2 mm, el motor que hará girar el disco será de 900 rpm.

Considerando los datos anteriores se procedió a realizar el espectro de carga al que estaría sometida la probeta tomando en cuenta la posición de la masa de desbalance de acuerdo al giro del motor dando como resultado la gráfica que se muestra a continuación:



Grafica 6. Espectro de cargas de la máquina

## CONSTRUCCIÓN

Las piezas que componen la máquina, se pidieron de varios distribuidores ubicados en México como lo son Baleromex, Barmex, Servocity, Sandorobotics entre otros, pero el tiempo de entrega va de 4 a 5 semanas y en el caso del Miniature rolled ball screw tipo B (husillo embalado) y tornillo de 200 mm su tiempo de entrega es de 3 meses, por estas circunstancias la construcción de la máquina de pruebas de fatiga de amplitud variable no se pudo completar durante el periodo comprendido entre agosto-diciembre.

## CONCLUSIÓN

El presente proyecto de residencia, tuvo como objetivo principal diseñar y construir una máquina de pruebas de fatiga de amplitud variable siendo seguro, eficiente y practico, de manera que la maquina resultante se comporte o lleve a cabo sin falla su función pretendida; para lograr este objetivo se realizó una búsqueda de información para poder establecer de manera clara lo que es la fatiga y los criterios de falla que existen, encontrando que la fatiga es un fenómeno que se presenta en todos los materiales sometidos a cargas variables y es la causante de su fractura, aunque se encuentren bajo cargas que en un análisis estático no afectaban al material pero al someterse a una carga menor repetidas veces provocan su falla, así mismo se encontró que existen dos tipos de pruebas de fatiga, las de amplitud constante y variable siendo la primera la más empleada debido a su facilidad para interpretar los datos arrojados y a su sencillez para realizarla en el laboratorio; las pruebas de fatiga de amplitud variable no son tan comunes a pesar de que se acercan más al espectro de carga real al que es sometido la pieza como es el caso de las estructuras aeronáuticas, sometidas a turbulencias atmosféricas y a procesos de aterrizaje y despeje.

Para lograr el diseño de esta máquina se investigó acerca de las maquinas existentes aunque no fueran de amplitud variable como lo la máquina de R.R. Moore para poder comprender su funcionamiento y las normas que rigen estas pruebas, también se tomaron en cuenta las condiciones más críticas de funcionamiento, por esta razón se comenzó estableciendo el acero que sería nuestro material límite de prueba, estableciendo el AISI 1045 debido a su resistencia ultima a la fatiga y a que no se quería colocar una masa muy grande en el disco desbalanceador y en base a eso se realizaron los cálculos de la flexión de la probeta. Para saber las dimensiones de esta probeta se empleó la norma ASTM E606.

Para la realización de un buen diseño se realizaron los cálculos pertinentes para determinar el diámetro del eje y se optó por el valor más alto, de igual manera se calculó la carga estática y dinámica que afectaría a la chumaceras de acuerdo a la fórmulas de los catálogos y se seleccionó un rodamiento y un soporte cuyos valores de carga estática y dinámica estuvieran por arriba de los calculados.

En cuanto al disco desbalanceador se consultaron múltiples catálogos de diferentes proveedores en busca de los materiales que cumplieran con las características deseadas, además de los diferentes accesorios que facilitarían su funcionamiento como es el caso de la base para el motor, cabe destacar que el torque necesario para el motor se calculó de acuerdo a las formulas detalladas en dichos catálogos.

El diseño llevado a cabo en este proyecto, será de gran utilidad para los estudiantes de la maestría y doctorado en el área de diseño mecánico ya que podrán realizar ensayos de fatiga de amplitud variable y determinar el tiempo de servicio de los materiales que sean de su interés.

## RECOMENDACIONES

1. Se debe realizar las practicas con mucho cuidado y teniendo en cuenta todas las normas de seguridad para evitar posibles accidentes durante su operación, se recomienda un protector de acrílico para evitar que los fragmentos de probeta golpeen a las personas alrededor de la maquina
2. Para realizar cualquier ensayo de acuerdo a las operaciones, se preparara la máquina y se revisara que las probetas cumplan con las dimensiones establecidas en la norma
3. Se debe realizar un chequeo periódico de todos los componentes de la maquina con fines de establecer un mantenimiento preventivo para que la maquina tenga mayor vida útil.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

Fatiga, (s.f), descargado de <http://www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe-sur/ensayodemateriales/Ensayos/fatiga.htm>

Budynas, Richard G., y Nisbett, J. Keith (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9<sup>a</sup> ed.) New York.

Cargas variables, (s.f), descargado el 14 de agosto del 2015 de: <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disl/Cap5>

Norton, Robert L., (2011). *Diseño de máquinas un enfoque integrado*. (4<sup>a</sup> ed.) México

Mónica González, (24 agosto del 2011), curvas de Wohler, descargado el 14 de agosto del 2015 en: <http://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/fatiga-de-materiales-curva-de-wohler-s-n>

A. Fernández Canteli, (1999), COMPORTAMIENTO A FATIGA DE MATERIALES COMPUESTOS BAJO CARGA ALEATORIA, descargado el 15 de agosto del 2015 en: <http://www.gef.es/Congresos/16/pdf/Anales16-006.pdf> (intro)

Edwin Medina Bejarano, (s.f), ensayo de fatiga, descargado el 16 de agosto del 2015 en: <http://www.udistrital.edu.co:8080/documents/19625/239908/ENSAYO+DE++FATIGA.pdf?version=1.0>

Ensayo de fatiga, (s.f), descargado el 15 de agosto del 2015 en: [http://www.academia.edu/7793313/Ensayo\\_de\\_fatiga](http://www.academia.edu/7793313/Ensayo_de_fatiga)

M. López Aenlle, predicción de vida a fatiga en materiales compuestos de fibra de carbono bajo carga de amplitud variable., (2001), descargado el 17 de agosto del 2015 en: <http://www.gef.es/congresos/18/pdf/3047imp.pdf>

Clasificación del acero, (s.f), descargado el 24 de agosto del 2015 en: [http://www.cursos.maximatec.com/downloads/CLASIFICACION\\_ACEROS.pdf](http://www.cursos.maximatec.com/downloads/CLASIFICACION_ACEROS.pdf)

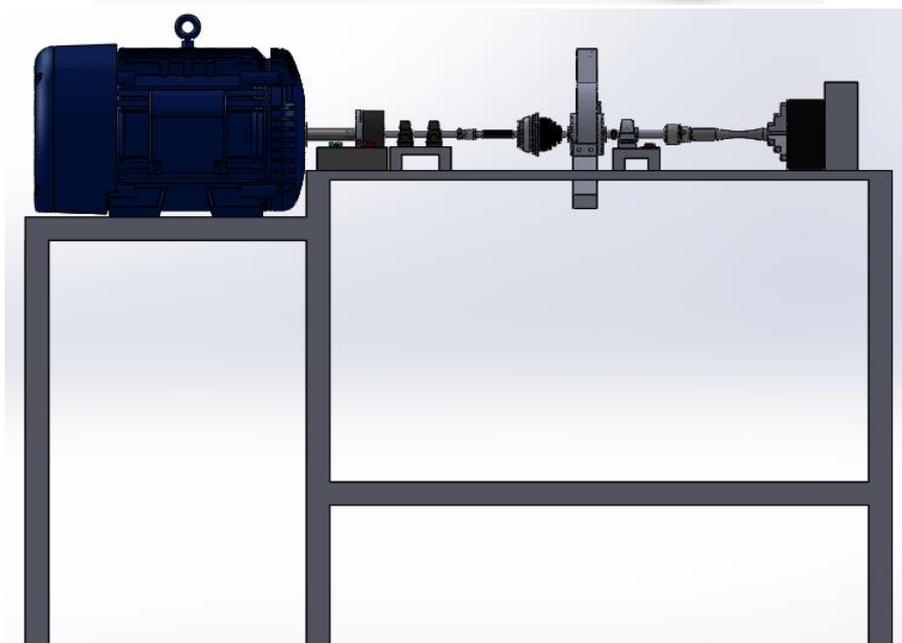
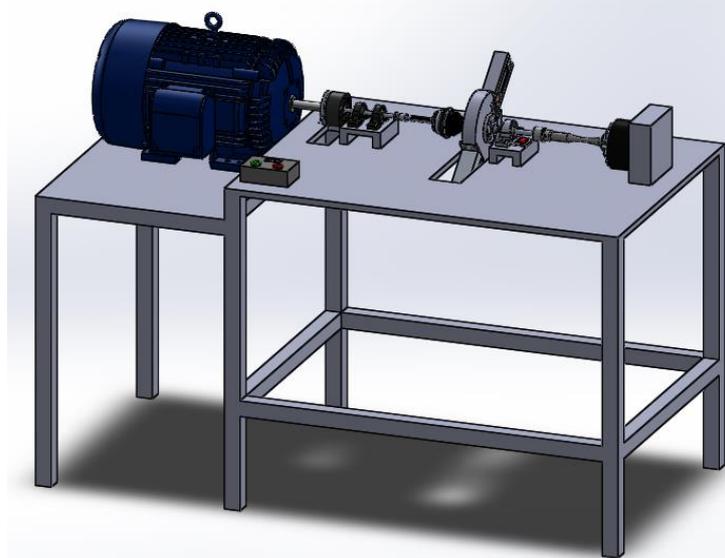
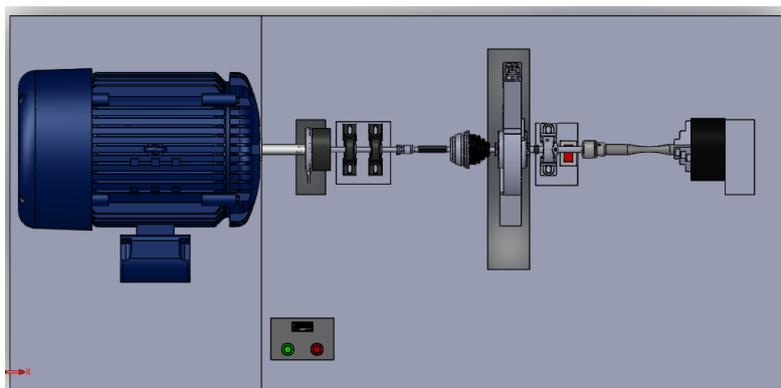
Valderrama Jose,2001,información tecnológica, recuperado de:[https://books.google.com.mx/books?id=mUC1VDQY77MC&pg=PA122&lpg=PA122&dq=fatiga+bajo+cargas+de+amplitud+constante&source=bl&ots=MUV\\_V-GJf3&sig=IqEusmjW7WhEkMX6j2vpalAfpiY&hl=es&sa=X&ved=0CC0Q6AEwA2oVChMI8YrGvfaexwIVkgySCh3y4Asr#v=onepage&q=fatiga%20bajo%20carga%20de%20amplitud%20constante&f=false](https://books.google.com.mx/books?id=mUC1VDQY77MC&pg=PA122&lpg=PA122&dq=fatiga+bajo+cargas+de+amplitud+constante&source=bl&ots=MUV_V-GJf3&sig=IqEusmjW7WhEkMX6j2vpalAfpiY&hl=es&sa=X&ved=0CC0Q6AEwA2oVChMI8YrGvfaexwIVkgySCh3y4Asr#v=onepage&q=fatiga%20bajo%20carga%20de%20amplitud%20constante&f=false)

Molina Arce Cesar Roberto, (2010), adaptación tecnológica de una máquina de ensayo Moore, descargado el 20 de agosto del 2015 en: <http://core.ac.uk/download/pdf/12403266.pdf>

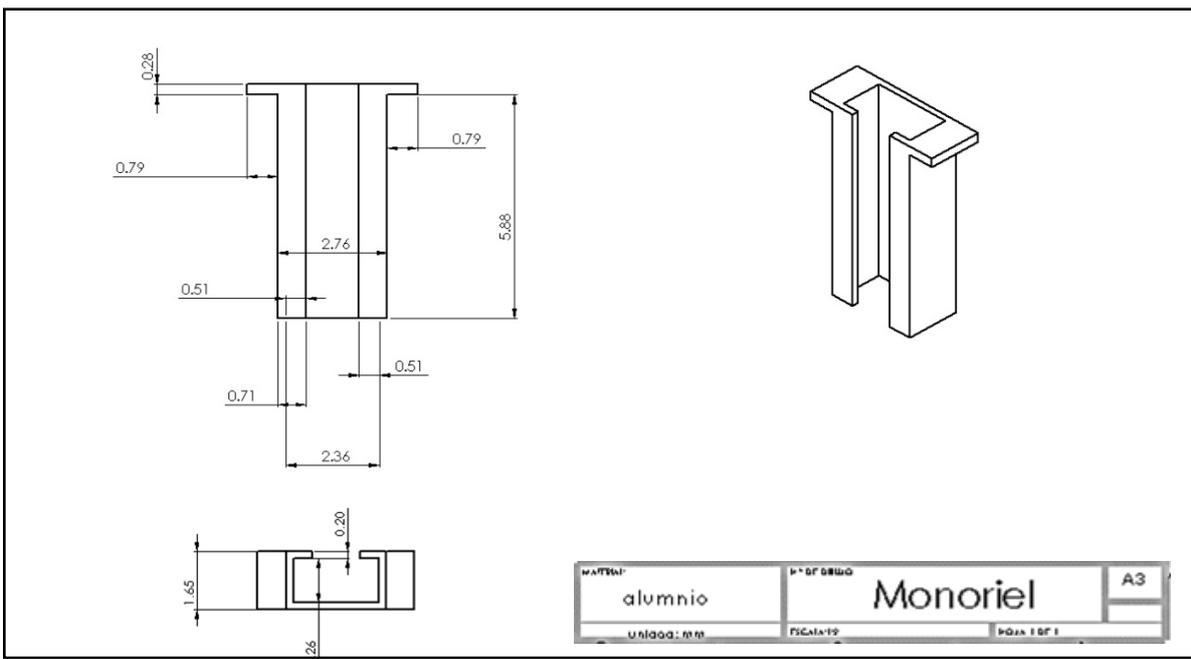
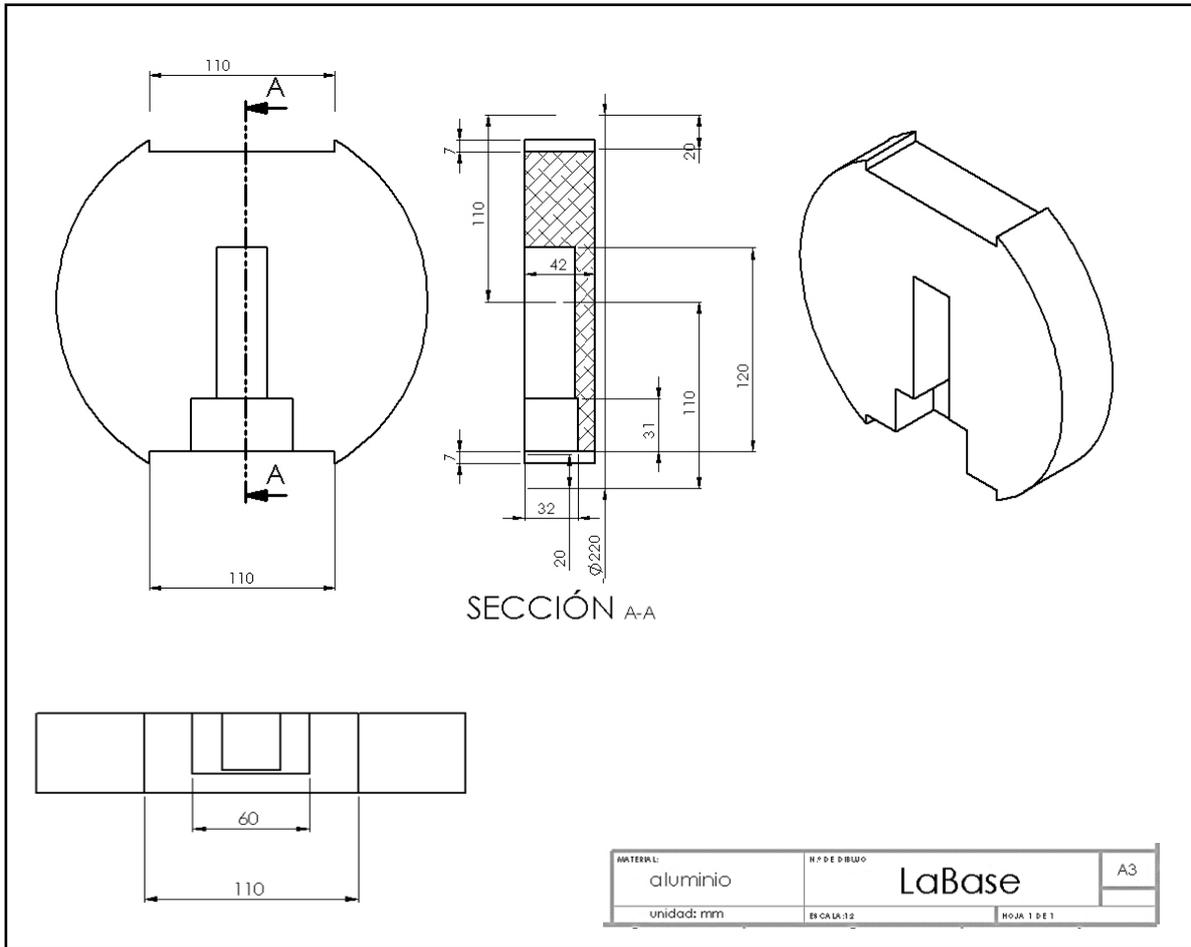
Estudio y clasificación de los aceros, (s.f), descargado el 21 de agosto del 2015 en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn101.html>

*Maury Ramírez H., (2009), Diseño para la fabricación y ensamble de productos soldados un enfoque metodológico y tecnológico, Barranquilla Colombia: ediciones uninorte*

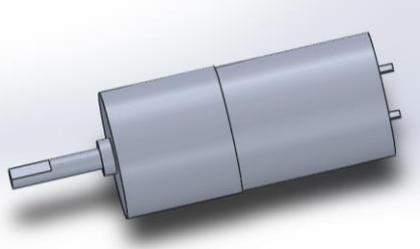
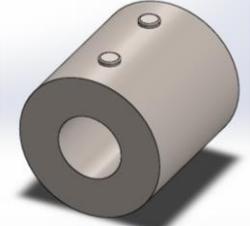
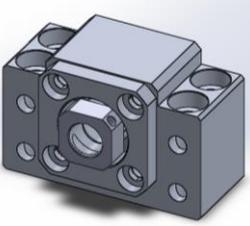
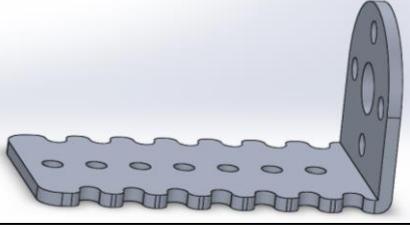
# ANEXO 1.- Vistas del diseño conceptual de la máquina

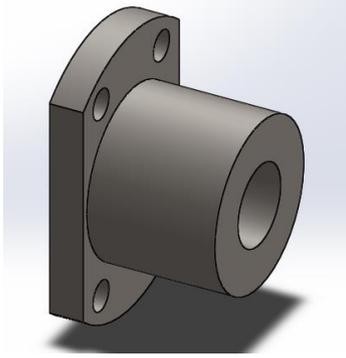
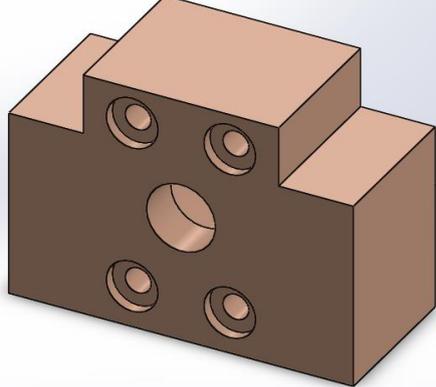


## ANEXO 2.- Dimensiones disco desbalanceador

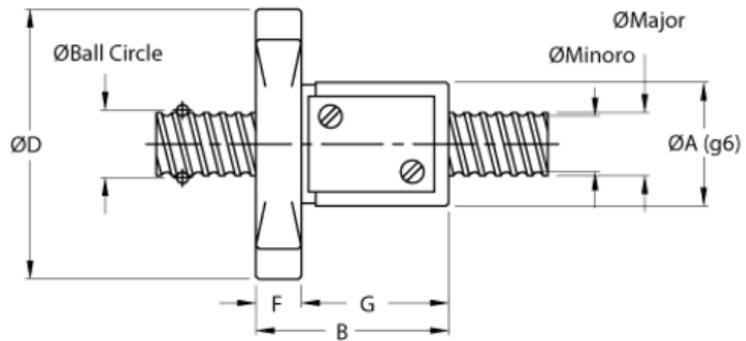
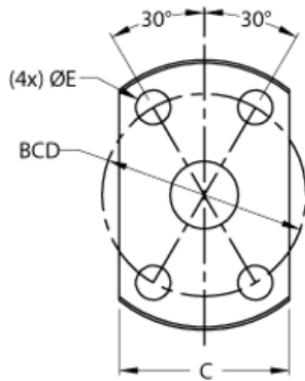


### ANEXO 3.- Partes que integran el disco

Unidad	Cantidad	Imagen
Motoreductor Pololu 25X54L mm	1	
Cople	1	
Rodamiento de pared BK Thomson 12 mm	1	
Anillo de retención DHS- 8 RotorClip	2	
Pololu Bracket Pair 25 mm de diámetro	1	
Tornillo de 200 mm.	1	

<p>Miniature rolled ball screw tipo B (husillo embalado)</p>	<p>1</p>	
<p>Masa desbalance</p>	<p>1</p>	

## ANEXO 4.- Características del husillo y Cople



Dimension	Value
[A]	25 mm
[B]	24 mm
[BCD]	34 mm
[C]	27 mm
[D]	42 mm
[E]	4.5 mm
[F]	5 mm
[G]	19 mm
Backlash, Max	0.02 mm
Ball Bearing Diameter	1.59 mm
Length	395 mm
Preload Style	Non Preloaded
Return Style	Return Plate
Root Dia	10.6 mm
Screw Diameter, Nominal	12 mm
Standard Lead Accuracy $\pm$	52 $\mu$ m/300mm
Thread Direction	RH
travel per shaft rev	2 mm

## COPLE



4mm to 8mm	625222	.75"	.50"
------------	--------	------	------