

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE
FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:

Gondar G., Geoffrey J.

Rodríguez G., Rolando J.

Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE
FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA

Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz.

Cotutor: Prof. Manuel Martínez.

Presentado ante la Ilustre

Universidad Central de Venezuela

Por los bachilleres:

Gondar G., Geffrey J.

Rodríguez G., Rolando J.

Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres ROLANDO RODRIGUEZ y GEFREY GONDAR, y que lleva por título:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXION ALTERNATIVA”

Consideran que el referido Trabajo, cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingenieros Mecánicos.

Acta que se firma en conformidad, en la Ciudad de Caracas, a los veintisiete días del mes de junio del año dos mil siete.



Prof. Antonio Barragán
Jurado





Prof. Crisanto Villalobos
Jurado



Prof. Alberto Pertuz
Tutor-Coordinador



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE TECNOLOGÍA DE PRODUCCIÓN



Los suscritos, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres **ROLANDO RODRIGUEZ**, Cédula de Identidad N° V.- 12.911.645 y **GEFFREY GONDAR**, Cédula de Identidad N° V.- 13.309.544, el cual lleva por título:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS
POR FLEXION ALTERNATIVA”**

Decidimos otorgarle:

MENCIÓN HONORÍFICA

En reconocimiento al esfuerzo realizado y estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo cual, se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los veintisiete días del mes de junio del año dos mil siete, dejando constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado Examinador el Prof. Alberto Pertuz.

Prof. Antonio Barragán
Jurado



Prof. Alberto Pertuz
Tutor-Coordador

Prof. Crisanto Villalobos
Jurado

Geffrey J. Gondar G. y Rolando J. Rodríguez G.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE
FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA**

Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz.

Tesis. Caracas, U. C. V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.

Palabras clave: Fatiga, Diseño, Flexión.

Resumen:

En el presente trabajo se presenta el diseño y la construcción de una máquina para ensayos de fatiga que utiliza muestras planas solicitadas a flexión alternativa con una zona de momento constante. Se utilizó la metodología del diseño propuesta por Oscar Barajas. Para ello, se realizó una tormenta de ideas que permitió formar ocho propuestas de diseño, se elaboró una matriz de decisión la cual arrojó una única solución que fue desarrollada y finalmente construida. Los materiales empleados para la construcción fueron en su mayoría aceros al carbono. El maquinado y el ensamblaje de las piezas, así como la prueba de la máquina, se realizó en los laboratorios de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela. El funcionamiento de la máquina se basa en el movimiento alternante de dos mordazas donde se sujeta la muestra, aplicando un momento constante en la sección de estudio de la muestra. El movimiento alternativo es producido por una excéntrica y una biela. Entre los objetivos del trabajo se proponía el estudio de muestras solicitadas a alto ciclaje. Sin embargo, la máquina es capaz de realizar ensayos a alto ciclaje.

AGRADECIMIENTOS

A Dios.

A nuestros padres, Rolando y Atenaida, Joaquín y Joaquina por el apoyo brindado.

A nuestros hermanos Joaquín, Fernando, Nathalie, Daneibhy y Eliana.

A Ana por estar siempre...

A Magly por luchar a mi lado y confiar siempre que lo lograría.

Queremos expresar un agradecimiento especial al C.D.C.H de la Universidad Central de Venezuela, por su apoyo financiero a través del proyecto de grupo Núm.: PG 08-00-5673-2004 etapa 1

A la UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA.

A nuestro tutor Prof. Alberto Pertuz.

A la abuela Dolores.

A todos los profesores que dieron lo mejor de sí, para formarnos como profesionales.

A los panas Eduardo, Javier, Adri, Germán, Angel, Jesús, Jesús Vera, Bernardo, Julio, Lorenzo, Dario, Maricely, Javier Fuenmayor, Luis José, Aaron.

A todo el personal calificado y profesional que labora en el taller mecánico de la Escuela de Ingeniería Mecánica de Universidad Central de Venezuela.

Y a todas aquellas personas que de alguna u otra forma colaboraron con nuestra formación y desarrollo... Gracias...

A mi hijo Hector Enrique

Rolando.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1 Fatiga.....	4
1.1.1. Reseña Histórica.	4
1.1.2. Origen de la falla por fatiga.	7
1.1.3. Esfuerzos cíclicos en fatiga.....	11
1.1.4. Diagrama S-N.....	13
1.1.5. Límite de resistencia a la fatiga.....	15
1.1.6. Resistencia a la fatiga en la zona de bajo ciclaje.	16
1.1.7. Resistencia a la fatiga en la zona de alto ciclaje.	16
1.1.8. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	17
1.1.9. Ensayos de fatiga y máquinas de ensayos.....	21
1.2 Metodología del Diseño	27
1.2.1. Identificación del problema.....	28
1.2.2. Ideas preliminares	29
1.2.3. Perfeccionamiento del problema.....	29
1.2.4. Análisis.....	29
1.2.5. Decisión	30
1.2.6. Realización.....	30
1.3. El Proceso de Maquinado.....	31
1.3.1 Definición de maquinado	31
1.3.2. Condiciones de corte.....	31
1.3.3. Torneado	32
1.3.4 Taladrado	33
1.3.5. Fresado	34
1.3.6. Cepillado	35
2. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	36
2.1. Identificación del problema.....	36
2.2. Tormenta de ideas	36

ÍNDICE

2.3. Perfeccionamiento del problema.....	37
2.4. Análisis.....	45
2.5 Decisión	46
2.5.1 Matriz de decisión	46
2.5.2. Propuesta obtenida	49
2.6. Realización.....	49
3. DESARROLLO DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA.....	50
3.1. Desarrollo de la máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa.....	50
3.2. Cálculos de los componentes y sistemas que conforman la máquina.....	51
3.2.1. Cálculo del sistema de aplicación de desplazamiento constante.	51
3.2.2. Cálculo y selección del motor eléctrico.	57
3.2.3. Cálculo de los pasadores de las mordazas.....	58
3.2.4. Cálculo del eje del motor.	60
3.2.5. Cálculo del soporte mordaza.....	62
3.2.6. Cálculo del plato alternante.....	64
3.2.7. Cálculo y selección de la biela.....	65
3.2.8. Cálculo de la excéntrica	67
3.2.9. Cálculo de los tornillos de la excéntrica.	68
3.3. Cinemática de la máquina	73
3.3.1. Sistema excéntrica-biela.....	73
3.3.2. Sistema mordaza-soporte	74
4. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA.....	81
4.1. Construcción de la máquina.....	81
4.1.1. Mordaza.....	81
4.1.2. Fijador de muestra.....	82
4.1.3. Excéntrica.....	82
4.1.4. Plato Alternante.....	84
4.1.5. Bases de Mordazas.....	85
4.1.6. Guías	85

ÍNDICE

4.1.7. Eje	85
4.1.8. Cuerpo de la máquina.....	86
4.2. Selección de Materiales.....	86
5. MANUAL DE OPERACIONES	90
5.1. Descripción General.....	90
5.2. Descripción detallada	90
5.2.1. Descripción del motor	90
5.2.2. Descripción del acople	91
5.2.3. Descripción de los rodamientos y soportes de rodamientos	91
5.2.4. Descripción de la excéntrica.	91
5.2.5. Descripción biela plato alternante.....	92
5.2.6. Descripción bases de mordazas y mordazas.	92
5.3. Diseño de la Probeta	93
5.4. Instalación del equipo	93
5.4.1. Dimensiones.....	93
5.4.2. Peso	93
5.4.3. Montaje	94
5.4.4. Montaje de la probeta.....	94
5.5. Cableado.....	95
5.6. Activación de la máquina.....	95
5.7. Parada de la máquina	95
6. VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO	96
6.1. Desplazamiento	96
6.2. Arranque y operación.....	96
7. CONCLUSIONES	99
8. RECOMENDACIONES	100
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	101
ANEXOS	104

ÍNDICE DE FIGURAS E ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Superficie de la Etapa I (Facetas)	8
Figura 1.2. Estriaciones de fatiga	9
Figura 1.3. Superficie de Fractura por Fatiga: (a) sollicitación variable intensa, (b) sollicitación variable suave	10
Figura 1.4. Ciclo de Inversión Completa	11
Figura 1.5. Ciclo de Tensión Repetida	11
Figura 1.6. Ciclo de Tensión Irregular o Aleatoria	12
Figura 1.7. Diagrama S-N	14
Figura 1.8. Tipos de esfuerzos (axial, torsión y flexión)	22
Figura 1.9. Flexión en voladizo	24
Figura 1.10. Flexión sobre dos apoyos	24
Figura 1.11. Flexión sobre dos apoyos cargados	24
Figura 1.12. Balanza Romana	24
Figura 1.13. Máquina Schenck-Erlinger	25
Figura 1.14. Máquina Sonntag	26
Figura 1.15. Máquina Schenck	26
Figura 1.16. Máquina para ensayos de flexión plana modelo BSS-40H	27
Figura 1.17. Torno.	33
Figura 1.18. Taladro	34
Figura 1.19. Fresadora.	35
Figura 1.20. Cepilladora	35
Figura 2.21. Propuesta Nro. 1	37
Figura 2.22. Propuesta Nro. 2	38
Figura 2.23. Propuesta Nro. 3	39
Figura 2.24. Propuesta Nro. 4	40
Figura 2.25. Propuesta Nro. 5	41
Figura 2.26. Propuesta Nro. 6	42
Figura 2.27. Propuesta Nro. 7	43
Figura 2.28. Propuesta Nro. 8	43
Figura 3.29. Diagrama de la Curva de Deflexión	52
Figura 3.30. Diagrama MEXI	52
Figura 3.31. Motor eléctrico	57
Figura 3.32. Pasador de la mordaza	58
Figura 3.33. Eje del motor	60
Figura 3.34. Soporte mordaza	62
Figura 3.35. Plato alternante	64
Figura 3.36. Biela	65
Figura 3.37. Despiece de la excéntrica	67
Figura 3.38. Esquema de los tornillos de la excéntrica	68
Figura 3.39. Rodamientos con soporte de pie	70
Figura 3.40. Rodamiento lineal	72

ÍNDICE DE FIGURAS E ÍNDICE DE TABLAS

Figura 3.41. Sistema excéntrica-biela	73
Figura 3.42. Sistema mordaza-soporte posición inicial	75
Figura 3.43. Sistema mordaza-soporte rotado posición final.....	75
Figura 3.44. Análisis de desplazamiento del conjunto mordaza-especimen.....	76
Figura 3.45. Análisis de esfuerzo del conjunto mordaza-especimen	77
Figura 3.46. Análisis de factor de seguridad del conjunto mordaza-especimen.....	77
Figura 3.47. Análisis de desplazamiento de la base de mordaza	78
Figura 3.48. Análisis de esfuerzo de la base de mordaza.....	78
Figura 3.49. Análisis de factor de seguridad de la base de mordaza	79
Figura 3.50. Análisis de desplazamiento de la excéntrica	79
Figura 3.51. Análisis de esfuerzo de la excéntrica.....	80
Figura 3.52. Análisis de factor de seguridad de la excéntrica.....	80
Figura 5.53. Elementos de la excéntrica	91
Figura 5.54. Biela-plato	92
Figura 5.55. Mordazas- bases de mordazas.	92
Figura 5.56. Dimensiones de la probeta en mm.....	93
Figura 6.57. Equipo de verificación.....	97
Figura 6.58. Software de control.....	97

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Factores de acabado de superficie.....	18
Tabla 1.2. Efecto de la temperatura de operación de la resistencia a la tensión de acero	21
Tabla 2.3. Asignación de Valores.	47
Tabla 2.4. Matriz de Decisión.	48
Tabla 5.5. Cuadro de pesos	94

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

°	Grados.
%	Porcentaje.
A	Área.
ASTM	American Society for Testing and Materials.
AISI	Asociación Internacional Americana de Ingeniería.
C	Constante que depende de las propiedades de los materiales.
da	Derivada de la distancia del avance de la grieta.
dN	Derivada del número de ciclos.
d	Diámetro.
S	Esfuerzo.
S _{max}	Esfuerzo máximo.
S _{min}	Esfuerzo mínimo.
S _a	Esfuerzo alternante.
S _m	Esfuerzo medio.
S _{ut}	Esfuerzo último a la tracción.
S _y	Esfuerzo de fluencia.
Etc	Etcétera.
K	Factor de intensidad de esfuerzo.
N	Factor de seguridad.
°C	Grados centígrados.
h	Hora.
HP	Horse power.
HB	Dureza Brinell.
HRC	Dureza Rockwell C.
kg	Kilogramo.
lbs	Libras.
Se	Límite de fatiga.
MPa	Mega pascal.

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

m	Metro.
mm	Milímetro.
min	Minuto.
N	Newton.
n	Factor de tamaño.
M	Momento.
τ	Esfuerzo Cortante.
τ_a	Esfuerzo Cortante alterno.
τ_m	Esfuerzo Cortante medio.
T	Torque.
F	Fuerza.
R	Relación de esfuerzos.
σ	Esfuerzo normal.
σ_a	Esfuerzo normal alterno.
σ_m	Esfuerzo normal medio.
V	Fuerza de corte.
P	Presión.
Pulg	Pulgada.
p	Paso.
kb	Rigidez efectiva.
km	Rigidez de Sujeción.

INTRODUCCIÓN

El estudio de la fatiga se hace importante al observar fallos en los componentes y estructuras empleados en el campo de la ingeniería, permitiendo de esta manera estudiar y conocer el comportamiento de dichos componentes cuando se encuentran sometidos a cargas repetidas o esfuerzos variables.

El fenómeno de fatiga en materiales es el resultado de deformaciones elásticas y elasto-plásticas que se alternan con rapidez y que, en virtud de que el material no es cien por ciento homogéneo, se distribuyen irregularmente a lo largo de todo el volumen de la pieza. La característica más notable de la falla por fatiga es que se produce de manera súbita y total; es decir, no existe una deformación superficial notable como en las fallas por cargas estáticas, que permiten, por inspección visual, programar el reemplazo de componentes mecánicos. Por lo tanto, las fallas por fatiga son peligrosas. Es común encontrar que las grietas de fatiga se originan en discontinuidades superficiales, debido a que cualquier cambio en la sección produce una concentración de tensiones.

En el estudio de la resistencia a la fatiga en los materiales se han desarrollado diferentes tipos de ensayo, entre los cuales se tiene, esfuerzo directo (axial), flexión plana, flexión rotativa y torsión.

Para realizar el estudio del comportamiento de un material sometido a carga alternante por flexión plana con momento constante, se presenta la necesidad de fabricar un equipo (máquina) capaz de producir fallas por fatiga bajo condiciones controladas y preestablecidas.

Introducción

Con el fin de fomentar el desarrollo industrial y de demostrar la capacidad técnica nacional, se establecieron los parámetros de diseño requeridos para la construcción de una máquina de ensayos de fatiga para la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Central de Venezuela, utilizando materiales nacionales, mano de obra capacitada del personal técnico de los laboratorios y recursos económicos del presupuesto nacional suministrados por el CDCH para el desarrollo de la investigación en nuestro país.

Para la fabricación y desarrollo de una máquina es necesario la aplicación de métodos de diseño, estableciendo criterios de carácter técnico-económicos como: alta productividad, peso, capacidad energética, costos de manufactura, durabilidad, confiabilidad, comodidad en el manejo y operación.

Como objetivos de esta investigación se ha propuesto lo siguiente:

Objetivo general

Diseñar y construir una máquina de ensayo de fatiga alternativa de alto ciclaje para probetas planas.

Objetivos específicos

- Estudio de las diferentes tecnologías de máquinas de ensayo de fatiga existentes en el mercado.
- Determinar cuáles son las necesidades del Laboratorio en relación con la máquina de ensayo de fatiga.
- Establecer las especificaciones técnicas de la máquina de ensayo de fatiga.
- Aplicar la metodología del diseño en el proceso, utilizando técnicas como la tormenta de ideas, analogías, identificación de los usuarios y

Introducción

análisis de los parámetros ergonómicos.

- Seleccionar la mejor solución con el fin de realizar la construcción del equipo.
- Seleccionar los materiales para la construcción de la máquina para ensayo de fatiga, considerando las condiciones de carga a las cuales estarán sometidos, así como los acabados superficiales.
- Elaboración de los planos de la máquina.
- Construcción de la máquina de ensayo de fatiga.
- Elaboración de manuales de operación y mantenimiento.

Alcances

Tomando en cuenta los recursos disponibles -académicos, financieros y de tiempo- los alcances de este trabajo serán:

- Desarrollar el diseño de la máquina para ensayos.
- Construir la máquina para ensayos de fatiga.
- Puesta en operación de la máquina para ensayos de fatiga.

1. MARCO TEÓRICO

1.1 Fatiga

Las piezas mecánicas cuando son sometidas a cargas variables repetidas durante un período prolongado de tiempo se rompen a tensiones considerablemente menores que el límite de rotura del material a carga estática, y según la estadística no menos de 80% de las fallas de elementos mecánicos sometidos a este tipo de cargas están vinculados a los fenómenos de fatiga.

La acción de la fatiga se puede observar en diferentes piezas mecánicas, pero sobre todo en partes móviles como pueden ser: componentes de máquinas rotativas (sometidos a tensiones alternas); resortes (deformados en cantidades variables); alas de aeronaves (sometidas a cargas repetidas); etc.

La *American Society for Testing and Materials* define la fatiga como “*el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos*” (ASTM-1979).

1.1.1. Reseña Histórica.

A principios de los años 1800 un gran grupo de investigadores europeos observaron como, en los componentes del sistema de rieles para los ferrocarriles y en algunos puentes, aparecían grietas que consecuentemente terminaban en fracturas, debido a las cargas repetidas a las cuales estaban sometidos, siendo este el comienzo para la observación del fenómeno de fatiga en los materiales.

A medida que avanzaba el siglo y la utilización de metales para la fabricación de maquinarias para la industria aumentaba, seguían apareciendo dichas fallas por cargas repetidas en los componentes que constituían éstas máquinas. Para reducir la presencia de las fracturas y en algunos casos, para eliminarlas, A. Wöhler propuso un método de ensayo que resultó en una aproximación del diagrama S-N y desarrolló variables para el diseño de componentes mecánicos sometidos a fatiga. A pesar del interés sobre la aparición de los daños por fatiga, no fue sino hasta el principio del siglo XIX, donde se conocieron con más certeza las propiedades físicas de la fatiga en materiales al someterse a cargas repetidas. Esto debido a la gran cantidad de estudios realizados por las diferentes ramas de la investigación, interesadas en la ingeniería de materiales.

A lo largo de los estudios realizados se han desarrollado una gran cantidad de técnicas de ensayo para el estudio de la fatiga en materiales, tanto de ensayos no destructivos -casos donde el material de estudio es sometido a pruebas bajo condiciones de funcionamiento sin la necesidad de ser reemplazado posteriormente a los ensayos-, como destructivos -donde el material a ensayar es llevado hasta la etapa de fractura para su estudio y comportamiento bajo cargas repetidas-[2].

El desarrollo de las diferentes técnicas de ensayo ha promovido la fabricación de una gran variedad de máquinas, las cuales, dependiendo del tipo de carga, tipo de esfuerzo, propósito del ensayo, características de operación o medio de producción de la carga, poseen distintas clasificaciones. Según la aplicación de la carga en los especímenes tenemos ensayos de fatiga para cargas axiales, flexión rotativa, flexión alternativa, torsión, cargas combinadas de flexión y torsión, cargas biaxiales y triaxiales.

Las máquinas para ensayos de flexión alternante se basan en el principio de los esfuerzos constantes. Éste consiste en flexionar una y otra vez alternando los esfuerzos de compresión y tracción de las fibras superiores e inferiores del espécimen. Horger en 1949, describe algunos de estos mecanismos, y en algunos de ellos se puede ajustar la amplitud de carga mientras la máquina se encuentra en operación. El momento flector en algunos casos puede ser constante o variable a lo largo del espécimen. En las primeras máquinas como en la de Upton y Lewis en 1912, uno de los extremos se encontraba fijo y en el otro se aplicaba una carga alternante a través de un cigüeñal. Esto significaba que el momento flector se incrementaba a lo largo del espécimen; en algunos casos el ancho se reducía linealmente a lo largo de su longitud, para así contrarrestar este efecto y mantener el momento flector constante. Usualmente las fallas por fatiga ocurrían en los extremos del espécimen donde se efectuaba el agarre, muchas de estas fallas se corrigieron con la geometría de la probeta, e inducir así el rompimiento en la sección media de la misma.

Mientras August Wöhler desarrollaba los conceptos de límite de fatiga, el diagrama S-N apuntaba que para la fatiga es más importante el rango de esfuerzos soportados que el esfuerzo máximo. El trabajo de Wöhler fue continuado por Gerber y Goodman introduciendo y desarrollando el concepto de esfuerzo mínimo.

La representación de los esfuerzos alternativos versus el número de ciclos en la región de vida finita, se puede representar en un sistema log-log como una relación lineal. Esta ecuación, junto a otras modificaciones realizadas por Basquin en 1910, siguen siendo utilizadas en la actualidad para representar el comportamiento de los materiales sometidos a fatiga para vida finita.

Para garantizar el momento flector a lo largo de todo el espécimen, se han propuesto varios mecanismos. En la máquina DVL desarrollada por Matthaes en 1933, el espécimen se encuentra fijo en los extremos y unidos por un mecanismo al cual se le transmite el movimiento mediante un cigüeñal ajustable. Otro diseño desarrollado por Erlinger 1938, trabajó el momento flector constante fijando el espécimen en el centro y aplicando movimientos circulares en los extremos. Low en 1956, describe una máquina diseñada y construida por el Laboratorio de Física Nacional donde los extremos del espécimen se desplazan describiendo una trayectoria circular, estando fija en el punto medio. Las cargas de tensión en los extremos de este mecanismo son eliminados por un sistema de varillas.

Algunas de las máquinas de flexión alternativa son fácilmente adaptables para realizar pruebas simultáneas a múltiples probetas. En 1929 los laboratorios Bell desarrollaron una prueba simultánea de 126 especímenes y en una modificación en 1949 por Gohn y Morton redujeron el número de especímenes a 26. En ambas máquinas la carga estática era ajustable y su velocidad era relativamente alta para este tipo de ensayos 3000 ciclos/min.

Muchas de las máquinas de ensayo de fatiga alternativa desarrolladas posteriormente y las utilizadas en la actualidad poseen distintas modificaciones con relación a los factores que alteran la fatiga, como lo son la temperatura, corrosión etc., pero se han mantenido los principios y teorías desarrolladas hace mas de medio siglo.

1.1.2. Origen de la falla por fatiga.

En los estudios de la falla por fatiga se han distinguido las siguientes tres etapas: nucleación, crecimiento o propagación de grieta y por último la ruptura.

Las grietas comienzan en sitios localizados, cerca o sobre concentradores de esfuerzos como bandas de deslizamientos, inclusiones, porosidades o discontinuidades.[4]

Primera etapa o nucleación: durante esta etapa se producen los primeros cambios microestructurales, con un aumento de las dislocaciones y formación de microfisuras. La iniciación de la grieta ocurre principalmente por el rompimiento de los planos de deslizamientos debido a inversiones repetidas de cargas. Estas inversiones acaban por formar protuberancias o entrantes en la superficie, que terminan por crear una microgrieta. A menudo la microgrieta se detiene debido a la dificultad que presenta en atravesar los bordes de grano, pero si la carga es algo más alta o con un suficiente número de ciclos, ésta reinicia la propagación en el grano adjunto. Las superficies de una fractura por fatiga en esta etapa son presentadas en forma de facetas (figura 1.1), y no exhiben las llamadas estriaciones de fatiga.



Figura 1.1. Superficie de la Etapa I (Facetas)

Segunda etapa: se conoce como propagación. En esta se inicia la formación de fisuras con tamaños similares al tamaño de grano del material, con tendencia a la propagación total de las grietas. Abarca la mayor parte de la duración del

proceso de fatiga y se extiende desde el momento en que se produjo la deformación generalizada hasta la aparición de una grieta visible. Las fracturas generadas en esta etapa usualmente exhiben marcas conocidas como estriaciones de fatiga (figura 1.2), las cuales son un registro visual de la posición del frente de grieta durante la propagación de la misma a través del material. En esta etapa de la fatiga, la grieta se propaga una cierta distancia con cada ciclo de esfuerzo. A medida que la carga de tensión es aplicada se produce un deslizamiento a lo largo de los planos orientados favorablemente según la dirección del esfuerzo máximo de corte.

En la etapa de propagación de la grieta sobre condiciones frecuentes de aplicación de cargas cíclicas constantes y con un avance de grieta entre 10^{-5} y 10^{-3} mm/ciclos, la velocidad de avance de la grieta puede ser expresada como una función del factor de intensidad de esfuerzo K , de acuerdo con la ley empírica que propusieron Paris y Erdogan.

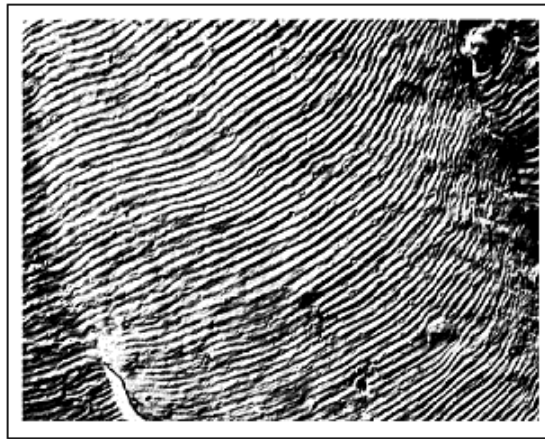


Figura 1.2. Estriaciones de fatiga

Tercera etapa o fractura: es la fase terminal de la propagación de una grieta por fatiga también conocida como ruptura, en la cual el modo de formación de estriaciones es progresivamente desplazado por el modo de fractura estática,

como la ruptura por hoyuelos o clivaje. La velocidad del avance de la grieta aumenta durante esta etapa, hasta que la grieta se transforma en inestable y la pieza falla. La magnitud de la concentración de deformación plástica en el extremo de la grieta controla el radio de crecimiento de la misma.

La superficie de la fractura por fatiga presenta dos zonas características, como se puede observar en la figura 1.3. Zona lisa: aparece debido al roce por la propagación de la grieta a través de la sección, esta propagación se indica con una serie de marcas anulares (llamadas líneas de parada o marcas de playa) que se generan a partir del punto de nucleación (punto de concentraciones de tensiones). La Zona rugosa aparece al romper la pieza bajo el mismo valor de carga actuante por disminución de la sección efectiva sana. La zona de ruptura súbita, contrariamente al área con marcas de playa que es lisa y suave, presenta una superficie fibrosa y de relieve muy accidentado. La figura 1.3a describe una probeta que sucumbió por una sollicitación variable intensa en donde se puede apreciar claramente la zona rugosa, mientras que en la figura 1.3b se observa claramente las líneas anulares, los granos finos y lisos característicos de esta zona originados por el fallo de la probeta debido a una sollicitación variable Suave.

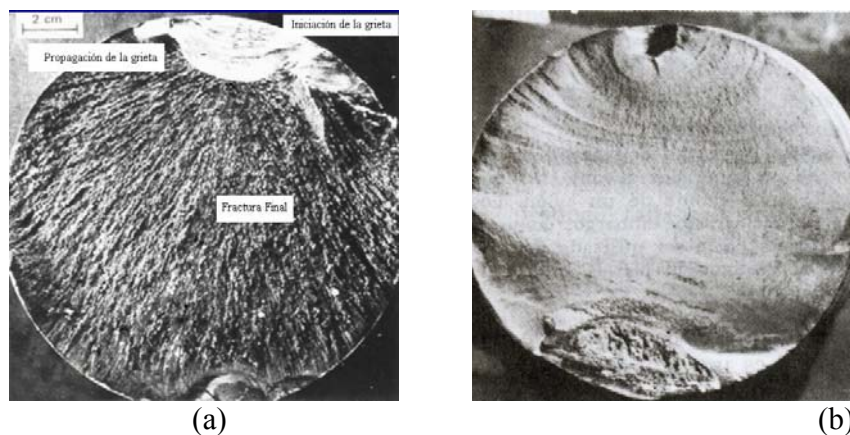


Figura 1.3. Superficie de Fractura por Fatiga: (a) sollicitación variable intensa, (b) sollicitación variable suave

1.1.3. Esfuerzos cíclicos en fatiga.

Los esfuerzos fluctuantes capaces de producir fatiga se dividen en tres ciclos:

- Ciclo de inversión completa: este es el caso más común que ocurre en una máquina de eje rotatorio. La amplitud de tensión es igual a la tensión máxima; es decir que, $S_{max} = S_{min} = S_a$ y la tensión media o promedio es igual a cero, $S_m = 0$.

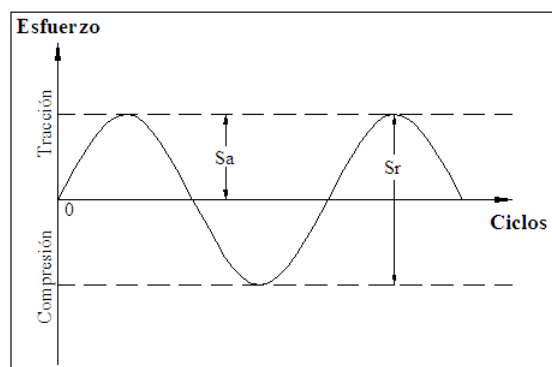


Figura 1.4. Ciclo de Inversión Completa

- Ciclo de inversión repetida: este ciclo es similar al de inversión completa, pero la pieza lleva además una carga constante. La tensión alternada o esfuerzo alterno se superpone a la tensión constante que resulta de la carga aplicada, por lo tanto la tensión media deja de ser igual a cero. Este ciclo se caracteriza porque el esfuerzo máximo no es igual al esfuerzo mínimo.

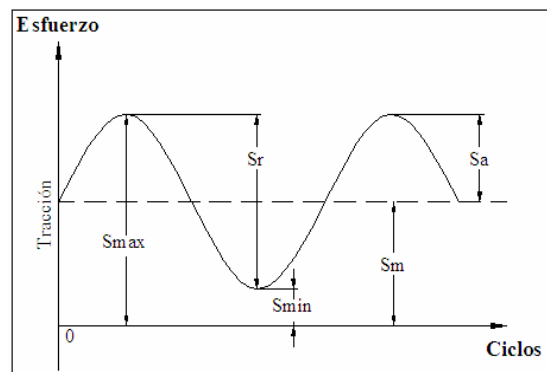


Figura 1.5. Ciclo de Tensión Repetida

- Ciclo de Tensión Irregular o Aleatoria: en este caso los esfuerzos producidos para un ciclo de carga, no siguen un patrón ordenado. Generalmente son producidos por cargas periódicas imprevisibles, como por ejemplo en una aeronave, donde la variación de tensión durante el vuelo es aleatoria. Cuando la variación de tensión es irregular, el espectro real de carga es de poco uso en el diseño para la fatiga y debe reducirse a una forma más simple.

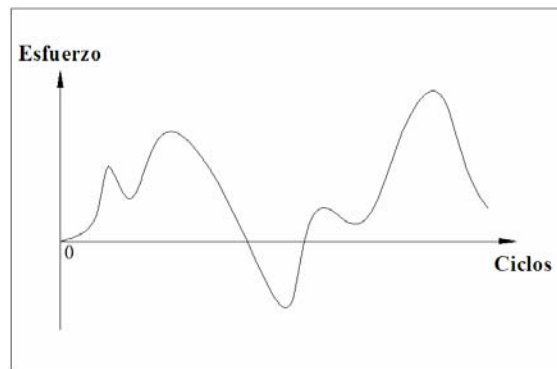


Figura 1.6. Ciclo de Tensión Irregular o Aleatoria

Estos ciclos de esfuerzos tienen dos componentes importantes, uno es el esfuerzo medio o estacionario (S_m) que se define como el esfuerzo o tensión constante, sobre la que se superpone la tensión oscilante. [11]

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

Y el otro es el alterno o variable (S_a), que se define como la amplitud de la tensión oscilante superpuesta.

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Donde S_{\max} o esfuerzo máximo, es el valor algebraico más alto de tensión durante el ciclo y S_{\min} o esfuerzo mínimo, es el valor mas bajo de tensión

durante el ciclo. Otra cantidad que se emplea al representar los datos de fatiga, es la relación de esfuerzos R , y se define como:

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Es importante resaltar que estas ecuaciones no son válidas para ciclos de esfuerzos irregulares o aleatorios.

1.1.4. Diagrama S-N

La resistencia a la fatiga de un material se puede representar por medio del diagrama S-N o curva generalizada de fatiga, desarrollado por Wöhler el cual expresa el número de ciclos que se requieren para producir el fallo con distintos niveles de esfuerzos cíclicos.

La curva de fatiga se obtiene mediante ensayos, ya sea sobre probetas o sobre componentes completos. Debido a la naturaleza estocástica de la resistencia a la fatiga, los resultados presentan una gran dispersión y es necesario un gran número de ensayos a los que se les debe hacer un tratamiento de tipo estadístico hasta obtener una curva de fatiga del material que permita la realización de un diseño.

En el diagrama **S – N** el eje de las abscisas esta representado por el número de ciclos de esfuerzo y el eje de las ordenadas representa los esfuerzos a los cuales están sometidas las muestras. De los resultados de numerosos ensayos a fatiga, la curva **S – N** presenta, una forma característica y particular para cada uno de los materiales estudiados.

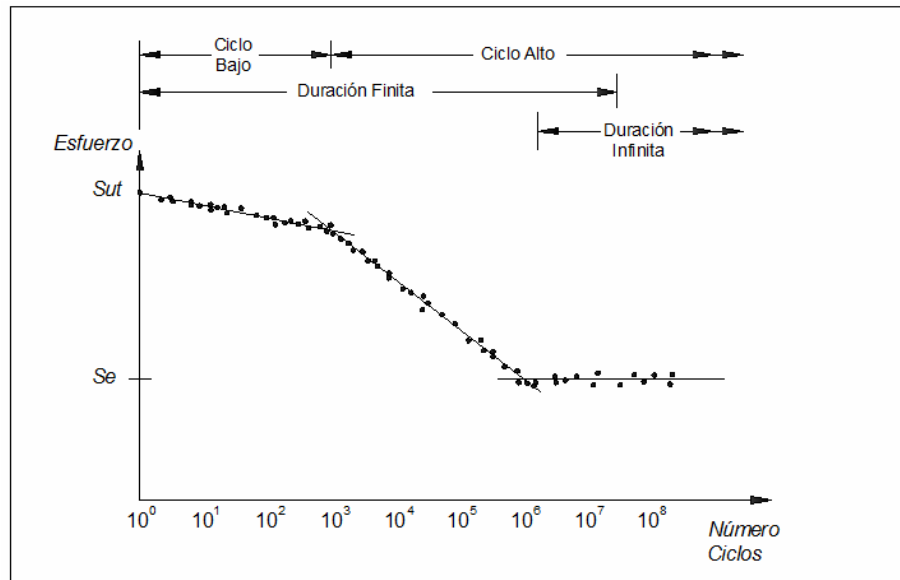


Figura 1.7. Diagrama S-N

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

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

1.1.5. Límite de resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga se define como el valor máximo del esfuerzo alternante (o fluctuante) que resistirá sin fallo un material para un número dado de ciclos N . El procedimiento para determinar la resistencia a la fatiga es ensayar un número de probetas con características similares, sometiendo cada una a un valor particular de carga alternante hasta su ruptura. Así se obtiene una relación entre la carga o esfuerzo S y el número de ciclos para la fractura N .

Para la mayoría de los materiales existe un esfuerzo limitativo, debajo del cual una carga puede repetidamente aplicarse un número indefinido de veces sin causar la falla. Este esfuerzo limitativo es denominado límite de fatiga (S_e). La magnitud del límite depende de la clase de variación de esfuerzo al cual ese material sea sometido.

La magnitud del límite de fatiga no sólo depende de las propiedades del material, sino del cambio gradual de la estructura del metal como se mencionó anteriormente. Por esta razón, al formarse la grieta, inducida por los esfuerzos cíclicos, la magnitud de las tensiones y las leyes de su distribución dentro de la muestra, varían en función de las condiciones del desarrollo posterior de la grieta. Estas condiciones dependen, a su vez, de las dimensiones absolutas de la muestra y del carácter de la aplicación de las fuerzas exteriores. Por tanto, depende del tipo de ensayo al que se somete ya sea axial, torsional, de flexión o combinados.

Como resultado de todo esto, el límite de fatiga que se obtiene en ensayos de tracción-compresión resulta ser de un 10% a un 20% inferior al límite de fatiga correspondiente a la flexión, y en el caso de torsión de probetas macizas es diferente al límite obtenido para las probetas huecas.

Los materiales férreos que suelen mostrar un límite de fatiga definido en los ensayos a la temperatura ambiente ya no lo tienen cuando se ensayan a temperaturas superiores a 420 °C aproximadamente. Así se verifica que la temperatura es un factor modificante en la magnitud de límite de fatiga.

1.1.6. Resistencia a la fatiga en la zona de bajo ciclaje.

Muchas veces para el diseño de piezas mecánicas en las cuales los ciclos de carga están en la zona de bajo ciclaje como la cerradura de la guantera de los vehículos, o los pernos de bisagras de puertas, no se toma en cuenta las condiciones de fatiga del material, empleándose solo consideraciones estáticas. Para tener en cuenta estos efectos se suele emplear la evidencia experimental basada en la relación entre la resistencia al límite de la fatiga y la resistencia a la ruptura del material.

1.1.7. Resistencia a la fatiga en la zona de alto ciclaje.

Como se mencionó anteriormente, la fatiga en ciclos altos corresponde a valores superiores a 10^3 ciclos de esfuerzos y la mayoría de las piezas y máquinas que se diseñan operan en esta zona. En muchos casos la posibilidad de fluencia gobernará las decisiones del diseño en el extremo inferior de esta región, no obstante, se debe tener en cuenta la posibilidad de falla por fatiga.

Actualmente para muchos materiales se han obtenido ya los límites de fatiga y éstos figuran en los manuales. De estos datos se observa que, para la mayoría de los metales, el límite de fatiga en ciclo simétrico es inferior al límite de fluencia.

1.1.8. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Los ensayos realizados para la determinación de los límites de fatiga se desarrollan con mucho cuidado y se ensayan en condiciones controladas en forma precisa. Es de esperar que, un elemento mecánico o estructural en la realidad no tenga este mismo valor. Esto se debe a varias razones entre las cuales figuran: los aspectos geométricos de las piezas, el método y la forma de fabricación de la pieza, las condiciones térmicas de trabajo, etc. Estas razones impulsan a establecer modificaciones sobre el valor de la resistencia a la fatiga obtenida en condiciones de laboratorio, la cual normalmente se obtiene con un valor de tensión media igual a cero. Es así como aparece una expresión del límite de fatiga modificado por algunos factores propuestos por Marín.[22]

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' \quad \text{Ecuación 1.4}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico;

S_e' = límite de resistencia a la fatiga experimental en condiciones ideales;

K_a = factor de superficie;

K_b = factor de tamaño;

K_c = factor de carga;

K_d = factor de temperatura;

K_e = factor de modificación de efectos varios.

Dichos factores serán explicados ampliamente a continuación.

1.1.8.1. Factor de Superficie

La importancia del acabado superficial de las piezas reside en que, casi todas las grietas se inician en la superficie del material. Por ello es imprescindible obtener una superficie lo mas pareja posible. Si el material presenta rayas o

marcas por el proceso de fabricación, estas actuarán como concentradores de esfuerzos, por lo tanto se verá disminuido el límite de fatiga. Cuanto mas alto sea el valor de la rugosidad superficial del material, menor será la magnitud del límite de fatiga. Es por eso que se recomienda realizar un pulido metalográfico con el fin de aliviar las tensiones superficiales y mejorar el valor del límite de fatiga, haciendo así más resistente al material.

Hay una extensa comprobación experimental de que las propiedades de fatiga son muy sensibles a la condición de la superficie y a los factores que influyen a dicha superficie tales como: la rugosidad, la variación en las propiedades superficiales (recubrimientos) y las tensiones residuales; debido a esto el valor del límite de fatiga se ve afectado significativamente.

A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de partes de máquinas (esmerilada, maquinada en frío, laminada en caliente y forjada), los valores de K_a se pueden determinar por el resultado del análisis de Mischke, por medio de la ecuación:

$$K_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Los valores de a , y b , para varias condiciones de superficie se proporcionan a continuación:

Acabado de Superficie	Factor a Kpsi	MPa	Exponente B
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	227	-0.995

Tabla 1.1. Factores de acabado de superficie.

1.1.8.2. Factor de tamaño

Un problema práctico importante es la predicción del comportamiento en fatiga de los grandes componentes de las máquinas. A partir de los resultados obtenidos en los ensayos de laboratorio con probetas pequeñas se ha demostrado que existe un efecto de tamaño; es decir, la resistencia a la fatiga de grandes componentes es más baja que el del las probetas pequeñas.

Los fallos reales en piezas grandes suelen ser directamente atribuidos a concentraciones de tensiones, de existencia intencionada o accidental, y resulta casi siempre imposible conseguir esta misma concentración y el mismo gradiente de tensiones en las probetas de laboratorio de tamaño pequeño. Por otro lado, en las probetas lisas o entalladas cargadas a flexión o torsión, decrece el gradiente de tensiones a través del diámetro y aumenta el volumen del material sometido a tensiones altas a medida que crece el diámetro.

Existen investigaciones que permiten obtener un factor de tamaño K_b que afecta al valor del límite de fatiga (Shigley-2002). Este factor viene dado para flexión y torsión como:

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3) - 0.107 = 0.879d - 0.107 & \text{para } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.859 - 0.02125 \cdot d & \text{para } 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño y se toma un valor igual a 1.

1.1.8.3. Factor de Carga

Cuando se realizan ensayos a la fatiga con cargas de flexión, axial y torsional, los límites de fatiga difieren, como se mencionó anteriormente, por lo tanto si

se cambia S_e' de la ecuación de Marín por el valor de $0.506 S_{ut}$ en carga flexionante; $0.623 S_{ut}$ en carga axial y $0.166 S_{ut}$ en carga torsional respectivamente, se obtendrá directamente el valor de K_c .

1.1.8.4. Factor de Temperatura

Las altas temperaturas movilizan las dislocaciones y reducen la resistencia a la fatiga de muchos materiales, esta movilización origina una conversión en el proceso de falla esencialmente independiente del tiempo. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la del lugar de estudio, se debe tomar en cuenta su influencia debido a que la resistencia de fluencia disminuye muy rápido con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opere a altas temperaturas; así que debe tomarse en cuenta dicho factor.

La cantidad limitada de datos disponibles indica que el límite de resistencia a la fatiga para aceros aumenta ligeramente cuando se eleva la temperatura y después empieza a disminuir en el orden de los 200 °C y 370 °C. Por esta razón es probable que, a temperaturas elevadas el límite de resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente.

Los valores de K_d para aceros se pueden obtener usando la siguiente ecuación **$K_d = S_t/S_{rt}$** . Algunos autores como E. Shigley presentan valores de K_d para algunas temperaturas. (Ver Tabla 1.2).

Temperatura [°C]	St/Srt
20	1
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1
300	0.975
350	0.943
400	0.900

Tabla 1.2. Efecto de la temperatura de operación de la resistencia a la tensión de acero

1.1.9. Ensayos de fatiga y máquinas de ensayos.

El objetivo de un ensayo de fatiga es evaluar el tiempo de vida, que se define como el número de ciclos hasta la fractura. La prueba se realiza aplicando una onda de carga de forma, amplitud y frecuencia predeterminada y registrando el número de ciclos transcurridos. La deformación, los esfuerzos y el crecimiento de grieta se registran dependiendo el tipo de prueba. Se pueden adoptar diferentes tipos de pruebas, desde las realizadas en los laboratorios hasta las pruebas realizadas en estructuras o equipos reales. Las pruebas más comunes en los ensayos de laboratorios son:

- Pruebas de vida S-N: estas pruebas se realizan en probetas sin grietas ni entallas. Se aplica una magnitud de esfuerzo constante con una relación de esfuerzos, temperatura y frecuencia constantes, en condiciones ambientales controladas y se mide el número de ciclos hasta que ocurre la falla. Estas son las pruebas mas realizadas por ser utilizadas para el

diseño. Los resultados son extrapolables y rápidos de realizar, son económicos y son utilizados para el control de calidad.

- Pruebas de fatiga de bajos ciclos: por lo general las probetas son de geometría regular sin entallas ni grietas. Se aplica una amplitud de esfuerzo constante y se mide la deformación cíclica en la probeta. Este tipo de prueba se utiliza para la investigación, son relativamente costosas por el equipo y la instrumentación.
- Pruebas de propagación de grietas: en estas pruebas se aplica una magnitud de carga constante a una probeta preagrietada y el crecimiento de grieta es medido continuamente, junto con el número de ciclos. Son pruebas muy versátiles y los resultados pueden aplicarse para una variedad de propósitos, como la predicción de vida, la evaluación de materiales y la investigación de los mecanismos de fatiga.[11]
- Como se mencionó anteriormente los ensayos de fatiga también se pueden clasificar de acuerdo al tipo de acción deformante que se le aplique a la probeta, estos pueden ser de esfuerzo axial, flexión, torsión, y esfuerzos combinados o complejos; en la figura se observan los tres tipos de cargas mas utilizados. A continuación se explicará cada uno de estos ensayos y se le dará mayor énfasis a los ensayos de flexión plana.

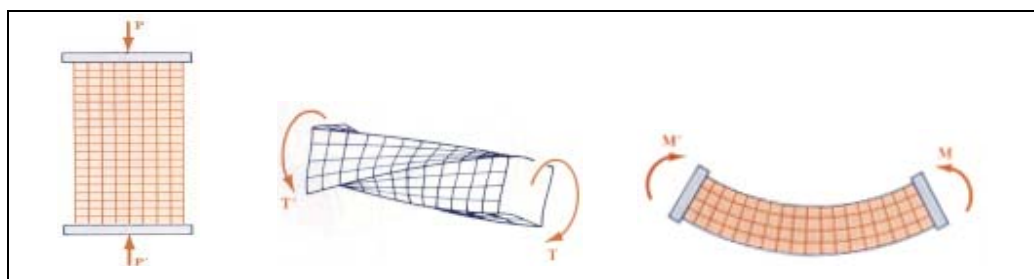


Figura 1.8. Tipos de esfuerzos (axial, torsión y flexión)

1.1.9.1. Ensayos de Carga Axial

La mayoría de las máquinas construidas actualmente permiten efectuar ensayos a esfuerzos alternados de tracción-compresión y a esfuerzos de tracción intermitentes o pulsatorios. Estas pueden ser accionadas mecánica, electromecánica o hidráulicamente. La fuerza dinámica en las máquinas accionadas mecánicamente se obtiene con una manivela o con una excéntrica que opera a través de un muelle en serie, con la probeta o por medio de pesos rotatorios desequilibrados. Las máquinas mecánicas y electromecánicas operan en la frecuencia resonante o próxima a ella para reducir la potencia necesaria; pero las máquinas grandes son, usualmente, hidráulicas y operan a frecuencia relativamente bajas.

1.1.9.2. Ensayos de flexión

Existen dos tipos de ensayos de flexión, por flexión rotativa y por flexión plana. Los esfuerzos que actúan en estos ensayos son esfuerzos alternados de tracción y compresión. La diferencia esencial entre un eje estacionario y un eje rotatorio sujetos al mismo momento flector es que, en el eje estacionario, los esfuerzos a tensión están confinados en una sola porción de la periferia, y en un eje rotativo, cada punto de la periferia sostiene esfuerzos a tensión y luego esfuerzos a compresión cada vez que da una vuelta.

Las cargas pueden aplicarse de tres maneras:

1. En el extremo de una probeta que está empotrada por su otro extremo. El momento de flexión M varía linealmente con la distancia a la sección considerada del eje de aplicación de la carga P (Figura 1.9).
2. En el centro de la probeta que reposa sobre apoyos en sus dos extremos, con aplicación de la carga en un punto (Figura 1.10). El momento de flexión es constante entre los dos puntos centrales en este caso.

3. La sollicitación se aplica en dos puntos. El momento de flexión es entonces constante en toda la longitud de la probeta, e igual al producto de la fuerza por la distancia entre los dos puntos de aplicación de la carga (Figura 1.11).

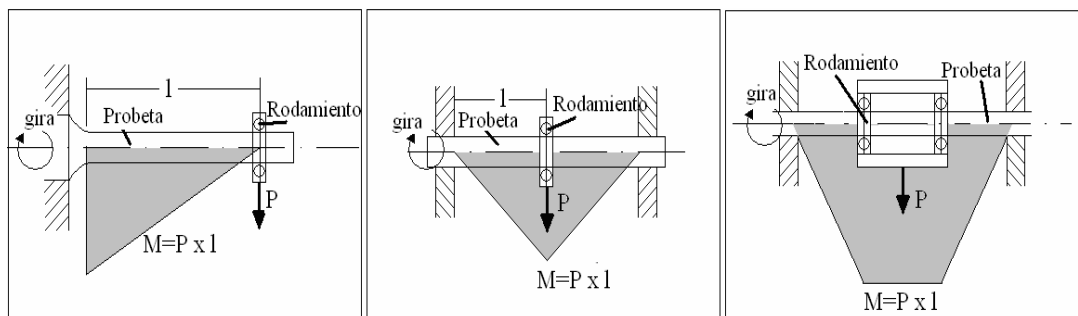


Figura 1.9. Flexión en voladizo

Figura 1.10. Flexión sobre dos apoyos

Figura 1.11. Flexión sobre dos apoyos cargados

• Ensayos de Flexión Rotativa

Estos tipos de ensayos son los más conocidos y fáciles de implementar. Las mayorías de las investigaciones de fatiga se realizan en máquinas de flexión rotativa. Hay una gran variedad de máquinas que realizan este tipo de ensayos pero las más común es la máquina de flexión en ménsula o voladizo: un extremo de la probeta se sujeta a un mandril y se aplica la carga a través de un soporte situado al otro extremo, por medio balanza romana. (ver figura 1.12).

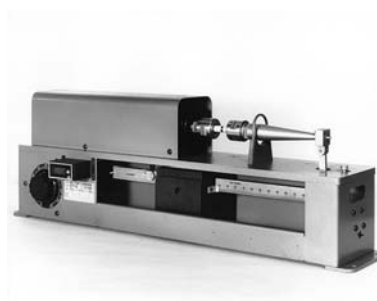


Figura 1.12. Balanza Romana

- **Ensayos de Flexión Plana**

En los ensayos de flexión plana todas las fibras situadas a la misma distancia de la fibra neutra están simultáneamente en el mismo estado de tracción o de compresión. Para los ensayos de fatiga por flexión plana, se encuentran diferentes dispositivos como lo son:

Máquina Schenck-Erlinger (figura 1.13) de 1.5 Kg que opera a 1400 flexiones por minuto. El esfuerzo de flexión está dado por una excéntrica ajustable a una biela. Una de las cabezas de la probetas gira, por medio de una palanca de mando, alrededor de un eje de rotación situado en el eje de la probeta; mientras que el otro extremo de la probeta esta fijado sobre una palanca de medida que reposa sobre un resorte helicoidal tarado, cuya deformación medida por dos comparadores, permite determinar el momento de flexión ejercido.



Figura 1.13. Máquina Schenck-Erlinger

La compañía Instron actualmente cuenta con la máquina Sonntag [23] la cual es accionada por un sistema motriz impulsada por un motor eléctrico. Esta proporciona la capacidad de aplicar un número alto de ciclos de carga en un período de tiempo corto. Este diseño directo no utiliza la hidráulica que por lo que es menos costosa y fácil de mantener.



Figura 1.14. Máquina Sonntag

La máquina Schenck, que también sirve como máquina de torsión (figura 1.15). Un montaje de palancas acotadas permite flexar una probeta plana, para ello una de las palancas es solidaria a un cabezal A, sometida a torsión alternativa, mientras que el otro cabezal B está fijo durante el ensayo. El mando del cabezal A se hace por medio de un sistema biela-manivela, mientras el cabezal B se encuentra montado en una muñequilla móvil fija a la bancada.



Figura 1.15. Máquina Schenck

La máquina para ensayos de flexión plana modelo BSS-40H diseñada por la compañía *Fatigue Dynamics Inc*, cuenta con un sistema biela-manivela para la aplicación de la carga. Esta utiliza el método de desplazamiento constante y

posee una capacidad de carga de 40 lbs., con una carrera máxima de 2 pulg. El espécimen se encuentra rígidamente fijo al extremo del movimiento (ver figura 1.16)

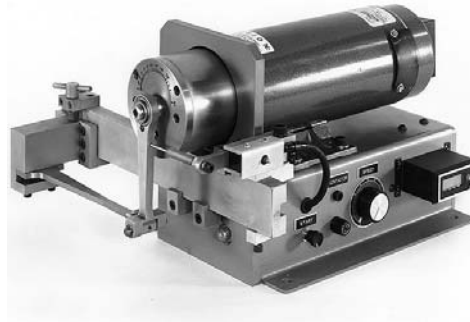


Figura 1.16. Máquina para ensayos de flexión plana modelo BSS-40H

1.1.9.3. Ensayos de Torsión

En este tipo de ensayo, por lo general, una de los extremos de la probeta esta unido a una mordaza que permanece inmóvil durante la marcha de la máquina, mientras el otro extremo de la probeta es cogido por una segunda mordaza que gira alternativamente en los dos sentidos. La producción del momento de torsión se efectúa en el extremo móvil de la probeta, y la medida de los límites del par de torsión se realiza en el extremo inmóvil de la probeta.

1.2 Metodología del Diseño

La metodología del diseño tiene por objeto proporcionar un modelo que permita elaborar un plan general que determine las operaciones necesarias con el fin de obtener una respuesta directa a las necesidades específicas de un problema para obtener una solución.[21]

Más específicamente, el diseño en ingeniería, consta de elaborar un plan para satisfacer una necesidad humana. Todo diseño tiene un propósito, la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. Si este plan propicia la creación de un objeto que tiene una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil y que se pueda fabricar y comercializar.

Los diseñadores emplean un gran número de combinaciones de pasos y procedimientos de diseño, y es un medio efectivo para proporcionar resultados organizados y útiles.

De manera general, las fases de la metodología del diseño son: [7]

- Identificación del problema.
- Ideas preliminares
- Perfeccionamiento del problema.
- Análisis
- Decisión.
- Realización.

1.2.1. Identificación del problema

Es importante en cualquier actividad constructiva dar una definición clara de los objetivos para así tener una meta hacia la cual dirigir todos los esfuerzos.

Definir es establecer los límites; es delimitar el problema y el alcance de la solución que está buscándose. Es indicar lo que se quiere hacer y a dónde no se quiere llegar.

Definir un problema es la parte más complicada en el proceso de diseño; una equivocación a esta altura representa un enorme error al final.

1.2.2. Ideas preliminares

Una vez que se ha definido y establecido el problema en forma clara, es necesario recopilar ideas preliminares a partir de las cuales se pueden asimilar los conceptos del diseño. Esta es probablemente la parte más creativa en el proceso de diseño. Puesto que en la etapa de identificación del problema solamente se han establecido limitaciones generales, el diseñador puede dejar que su imaginación considere libremente cualquier idea que se le ocurra. Estas ideas no deben evaluarse en cuanto a factibilidad, dado que se las trata con la esperanza de que una actitud positiva estimule otras ideas asociadas como una reacción en cadena.

1.2.3. Perfeccionamiento del problema

La etapa de perfeccionamiento es el primer paso en la evaluación de las ideas preliminares y se concentra bastante en el análisis de las limitaciones. Todos los esquemas, bosquejos y notas se revisan, combinan y perfeccionan con el fin de obtener varias soluciones razonables al problema. Deben tenerse en cuenta las limitaciones y restricciones impuestas sobre el diseño final.

1.2.4. Análisis

El análisis es la parte del proceso de diseño que mejor se comprende en el sentido general. El análisis implica el repaso y evaluación de un diseño, en cuanto se refiere a factores humanos, apariencia comercial, resistencia, operación, cantidades físicas y economía dirigidos a satisfacer requisitos del diseño. Gran parte del entrenamiento formal del ingeniero se concentra en estas áreas de estudio.

A cada una de las soluciones generadas se le aplican diversos tamices para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, así como otros

criterios de solución. Aquellas que no pasan estos controles son rechazadas y solamente se dejan las que de alguna manera podrían llegar a ser soluciones viables al problema planteado.

1.2.5. Decisión

La decisión es la etapa del proceso de diseño en la cual el proyecto debe aceptarse o rechazarse, en todo o en parte. Es posible desarrollar, perfeccionar y analizar varias ideas y cada una puede ofrecer ventajas sobre las otras, pero ningún proyecto es ampliamente superior a los demás. La decisión acerca de cual diseño será el óptimo para una necesidad específica debe determinarse mediante experiencia técnica e información real. Siempre existe el riesgo de error en cualquier decisión, pero un diseño bien elaborado estudia el problema a tal profundidad que minimiza la posibilidad de pasar por alto una consideración importante, como ocurriría en una solución improvisada.

1.2.6. Realización

El último paso del diseñador consiste en preparar y supervisar los planos y especificaciones finales con los cuales se va a construir el diseño. En algunos casos, el diseñador también supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar su diseño para realización, debe tener en cuenta los detalles de fabricación, métodos de ensamblaje, materiales utilizados y otras especificaciones. Durante esta etapa, el diseñador puede hacer modificaciones de poca importancia que mejoren el diseño; sin embargo, estos cambios deben ser insignificantes, a menos que aparezca un concepto enteramente nuevo. En este caso, el proceso de diseño debe retornar a sus etapas iniciales para que el nuevo concepto sea desarrollado, aprobado y presentado.

1.3. El Proceso de Maquinado

El avance de la tecnología en el campo de maquinado ha hecho que los procesos de manufactura en la actualidad, constituyan la base esencial para las economías modernas; la producción en masa y los ensamblajes rápidos dominan el mercado mundial. Esto demuestra que los procesos de maquinado presentan una importancia considerable en la construcción de mecanismos y componentes.

1.3.1 Definición de maquinado

Maquinado es el proceso de manufactura en el cual el tamaño, la forma o las propiedades superficiales de una pieza son modificadas por la remoción de material excedente. El maquinado se obtiene al someter localmente al material a esfuerzos produciendo la fractura del mismo, esto se logra por el movimiento relativo entre una herramienta de corte y la pieza de trabajo.

Las propiedades del material de trabajo tienen una influencia significativa sobre el éxito de la operación de maquinado. Estas propiedades y otras características del trabajo se resumen frecuentemente en el término maquinabilidad, que denota la facilidad relativa con la cual se puede maquinar un material (por lo general, metal) usando las herramientas y las condiciones de corte apropiadas.[10]

1.3.2. Condiciones de corte

Las condiciones de corte en el maquinado son aquellas variables que son de fácil modificación en la máquina herramienta por el operador, y afectan la remoción de material; estas variables son: material y forma de la herramienta, velocidad de corte y tamaño de corte, refiriéndose a la profundidad y avance.

La velocidad de corte se define como la velocidad relativa entre la herramienta de corte y el material de trabajo y se expresa en términos de pies/min. En algunas máquinas es el material de trabajo rota y provee la velocidad de corte, y en otras máquinas es la herramienta de corte.

La profundidad de corte es la distancia en la cual la herramienta de corte se proyecta por debajo de la superficie original de la pieza de trabajo y puede ser expresada en centésimas de pulgada. La profundidad de corte determina una de las dimensiones finales de la pieza. Un incremento en la profundidad de corte puede resultar en un incremento no lineal en la temperatura y disminuye la vida útil de la herramienta.

El avance es definido como el movimiento relativo lateral entre la herramienta y la pieza de trabajo durante el proceso de maquinado o de corte. Las unidades del avance varían de acuerdo con la máquina herramienta y determina la segunda dimensión de la sección transversal de corte en la pieza de trabajo.

La correcta selección de estas variables determina la cantidad de material que es eliminado de la pieza de trabajo y condicionan la vida útil de las herramientas y el tiempo de maquinado, por lo tanto afectan directamente en los costos de producción.

1.3.3. Torneado

Es un proceso de maquinado en el cual una herramienta de punta sencilla remueve material de la superficie de una pieza de trabajo cilíndrica en rotación. La herramienta avanza linealmente y en una dirección paralela al eje de rotación. El torneado se lleva a cabo tradicionalmente en una máquina herramienta llamada torno, la cual suministra la potencia para tornear la parte a

una velocidad de rotación determinada con avance de la herramienta y profundidad de corte especificados.

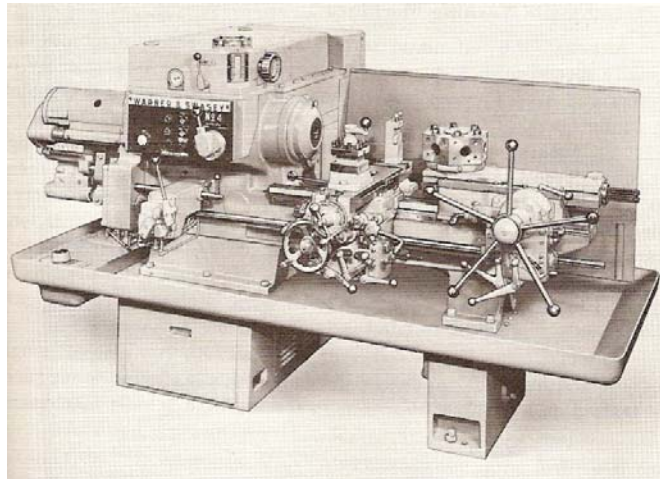


Figura 1.17. Torno.

1.3.4 Taladrado

Taladrado: es una operación de maquinado que se usa para crear agujeros redondos en una parte de trabajo. Esto contrasta con el perforado descrito previamente, el cual solamente puedes usarse para agrandar un agujero existente. El taladrado se realiza por lo general con una herramienta cilíndrica rotatoria, llamada broca, que tiene dos bordes cortantes en su extremo. La broca avanza dentro de la parte de trabajo estacionaria para formar un agujero cuyo diámetro está determinado por el diámetro de la broca. El taladrado se realiza en un taladro prensa, aunque otras máquinas herramienta pueden ejecutar esta operación.



Figura 1.18. Taladro

1.3.5. Fresado

El fresado es una operación de maquinado en la cual se hace pasar una parte de trabajo enfrente de una herramienta cilíndrica rotatoria con múltiples bordes o filos cortantes (en algunos casos raros se usa una herramienta con un solo filo cortante llamado cortador volante). El eje de rotación de la herramienta cortante es perpendicular a la dirección de avance. La orientación entre el eje de la herramienta y la dirección del avance es la característica que distingue al fresado del taladrado. En el taladro, la herramienta de corte avanza en dirección paralela a su eje de rotación. La herramienta de corte en fresado se llama fresa o cortador para fresadora y los bordes cortantes se llaman dientes. La máquina herramienta que ejecuta tradicionalmente esta operación es una fresadora.

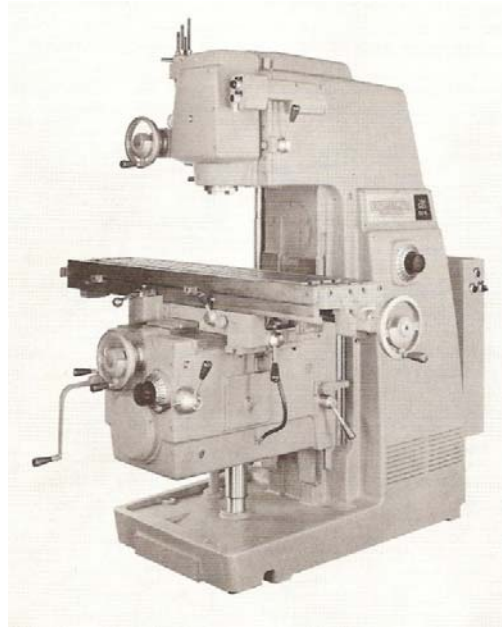


Figura 1.19. Fresadora.

1.3.6. Cepillado

es un proceso de maquinado en el cual una herramienta de punta sencilla remueve material de la superficie de una pieza de trabajo con un movimiento de vaivén. Este proceso de maquinado se realiza en una máquina denominada cepillo.

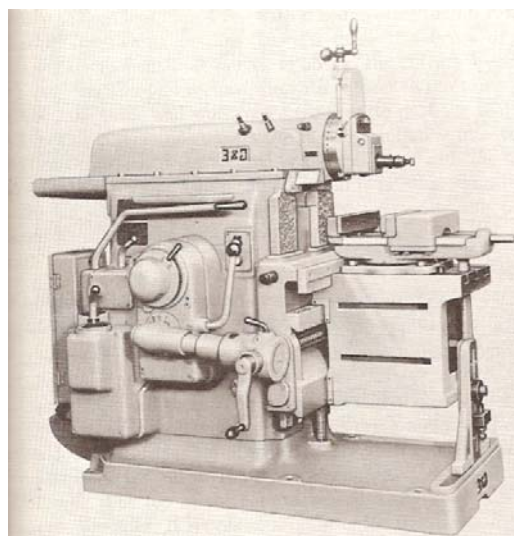


Figura 1.20. Cepilladora.

2. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1. Identificación del problema

En vista de que las máquinas existentes para la realización de ensayos de fatiga de flexión alternativa en probetas planas en las cuales el espécimen se encuentra sometido a un momento flector constante, presentan el inconveniente de tener que variar la sección del espécimen y la escuela de ingeniería mecánica no cuenta con ningún equipo de esta naturaleza, se crea la necesidad de la construcción de una máquina capaz de realizar este tipo de ensayo.

Para delimitar el problema se deben de tomar ciertas restricciones para conseguir una solución que cumpla con la necesidad planteada por lo que se precisaran dichas restricciones.

- El momento debe ser constante en el espécimen.
- El operador deberá trabajar de una manera agradable al momento de realizar el ensayo.
- Para la construcción del modelo final las piezas.
- La máquina debe ser de fácil manejo y optimizar la operabilidad.

2.2. Tormenta de ideas

Con el fin de generar las ideas preliminares de la de la máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa, se reunió a un grupo de personas en su mayoría estudiantes de la escuela de ingeniería mecánica, se le explicó brevemente el concepto de flexión alternativa y como debería comportarse la muestra, luego se les pidió que dibujaran las ideas en un papel, con la finalidad de recoger todos los bosquejos.

2.3. Perfeccionamiento del problema

Al aplicar el perfeccionamiento del problema a cada una de las ideas, propuestas y bosquejos, con el fin de mejorarlas, se obtuvieron las siguientes alternativas con la finalidad de llegar a la solución más adecuada.

Propuesta N°1

Esta propuesta consta de un motor que transmite movimiento a un disco excéntrico por medio de un eje, a su vez, dicho disco da movimiento a una polea, a través de una banda simple, la cual hace rotar a un eje que en su otro extremo tiene otra polea. Dicha polea transmite movimiento por medio de una banda cruzada que hace cambiar el sentido de giro a otro disco excéntrico. Los dos discos excéntricos tienen una biela, respectivamente, que se conectan a un eje por medio de un brazo permitiendo estos un movimiento torsional de poco recorrido a una pieza que sirve de mordaza a la probeta la cual esta sujeta a la bancada.

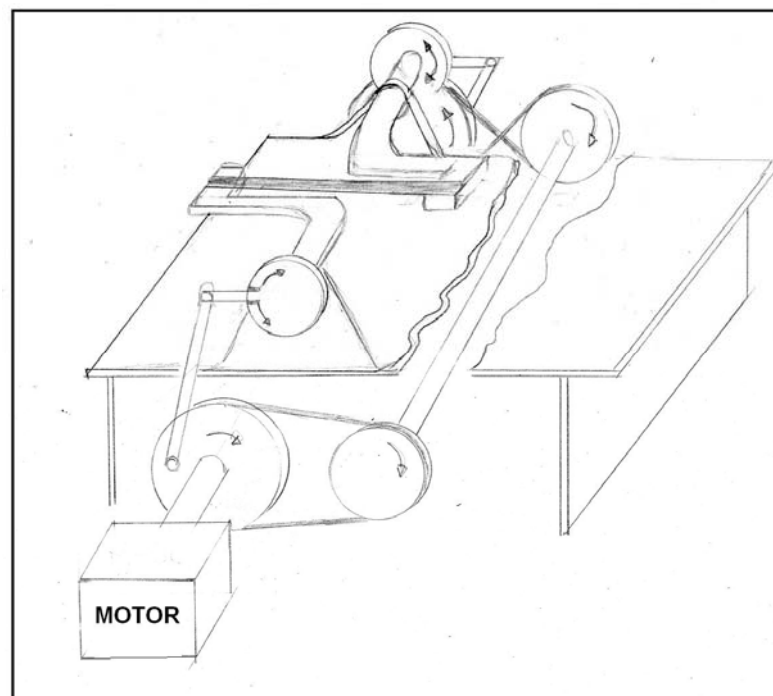


Figura 2.21. Propuesta Nro. 1

Propuesta N°2

Consta de un motor, un acople y un eje. El eje transmite el movimiento a una excéntrica que a su vez posee una biela. Dicha biela transmite movimiento alternante hacia arriba y hacia abajo a una placa guiada de manera que sólo permite este movimiento; este sistema se encuentra en la parte inferior de una placa horizontal que se encuentra levantada de tierra por dos (2) placas verticales, que se denominan bancada. En la parte posterior de la placa se encuentran fijadas cuatro (4) barras que pasan a través de la bancada. En la parte superior de dichas barras se sujetan cuatro rodillos los cuales sirven de mordazas y transmiten el movimiento al espécimen, en los extremos de la bancada se encuentran cuatro (4) barras adicionales, las cuales poseen también otros rodillos que sirven de sujeción a la probeta, estos no permiten el movimiento de la probeta en dirección vertical.

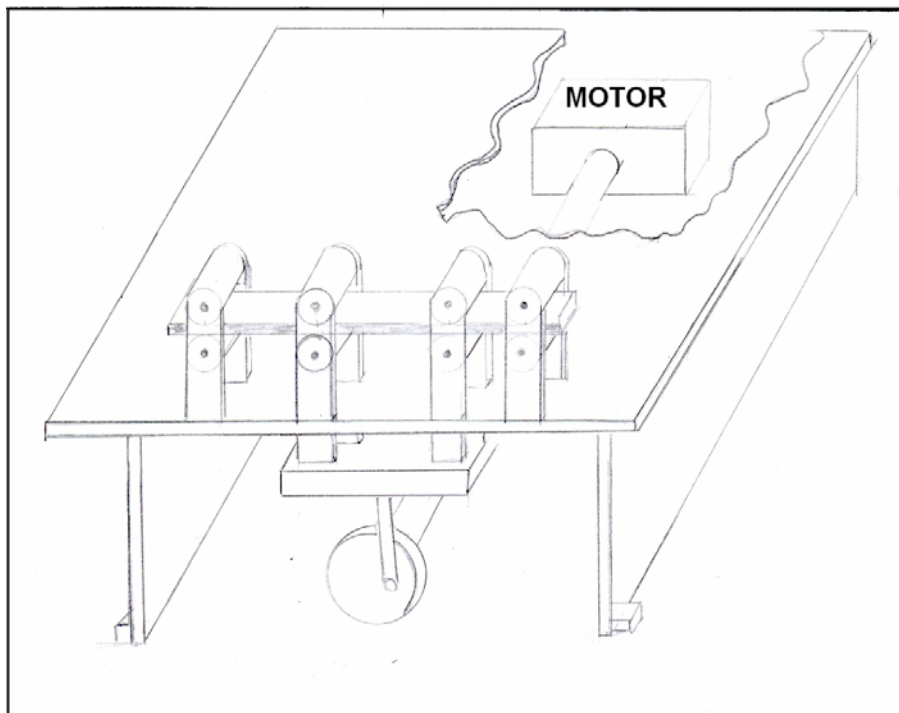


Figura 2.22. Propuesta Nro. 2

Propuesta N°3

En esta propuesta se tienen dos pistones neumáticos accionados por un sistema motor-compresor, este sistema permite que se eleven y desciendan a dos ejes, los cuales se fijan a los extremos de una barra. Dicha barra pivotea en su centro por medio de dos agarres que se encuentran fijos a la bancada, en el otro extremo de la barra se ensambla la probeta o especimen por medio de pernos.

Igual que en la propuesta anterior se tiene una placa horizontal, sobre la que se encuentra la barra y la probeta, esta placa esta levantada de tierra mediante dos placas colocas en forma vertical. Dicho sistema recibe por nombre bancada.

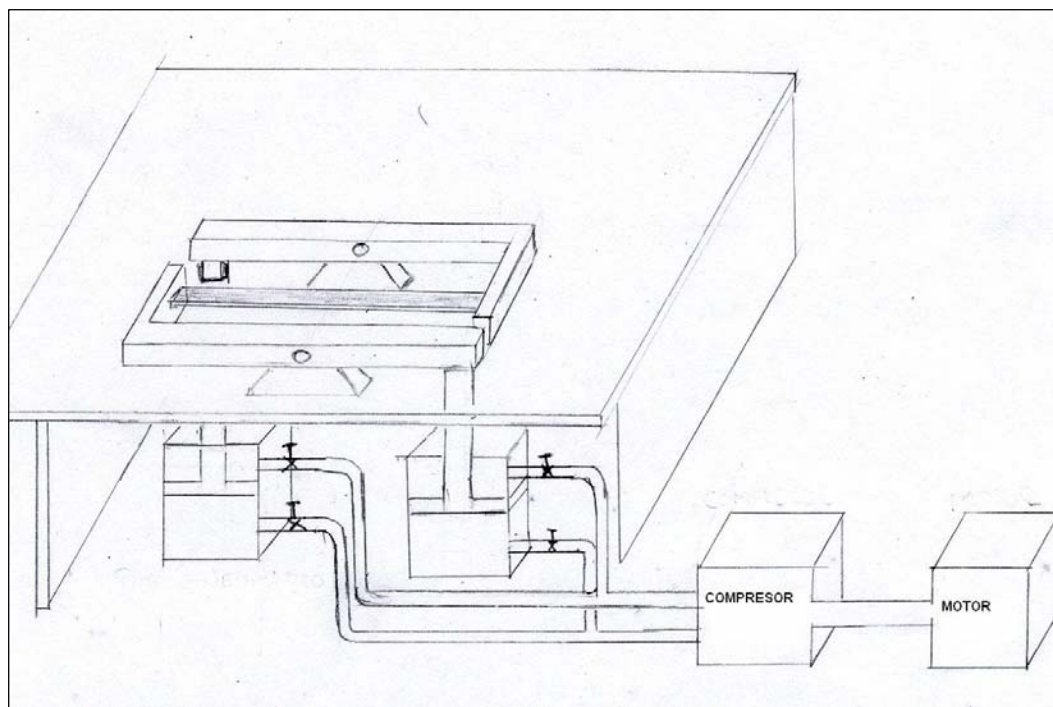


Figura 2.23. Propuesta Nro. 3

Propuesta N°4

En esta propuesta un motor eléctrico es acoplado a un eje, que a su vez transmite movimiento a una disco excéntrico, en el cual se encuentra fija una biela, la excentricidad del disco se puede variar con el fin de aumentar o disminuir el desplazamiento de la biela, según se a el caso. En la parte superior de esta se articula una bandeja la cual esta guiada con el fin de tener un movimiento alternante de subida y bajada.

En la parte superior de la bandeja se encuentran ensamblados dos (2) pletinas de sujeción con terminación en oreja para ser articulado y acoplado a través de pasadores a unas barras que sirven de mordazas para el espécimen, estos cumplen la función de columpios los cuales pivotean en sus extremos por medio de unas pletinas sujetas a la bancada.

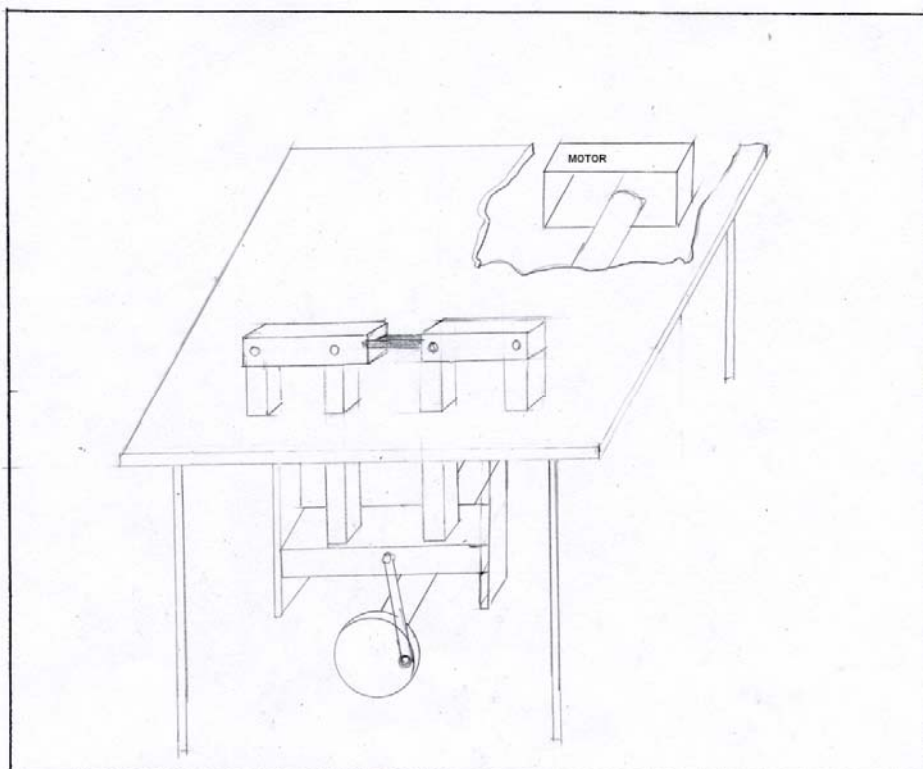


Figura 2.24. Propuesta Nro. 4

Propuesta N°5

En esta propuesta se utilizan dos motores eléctricos los cuales están acoplados, cada uno por separado, a dos ejes los cuales transmiten movimientos a dos discos excéntricos en los cuales se fijan las bielas.

Similar a la propuesta anterior, sólo que en este caso las bielas se acoplan directamente a las barras que sirven de agarres al espécimen. Estas se encuentran sujetas a la bancada por medio de dos pletinas, que se encuentran fijas en el extremo apuesto al que se encuentran fijas las bielas, permitiendo así que este punto sea tanto de sujeción como de pivote.

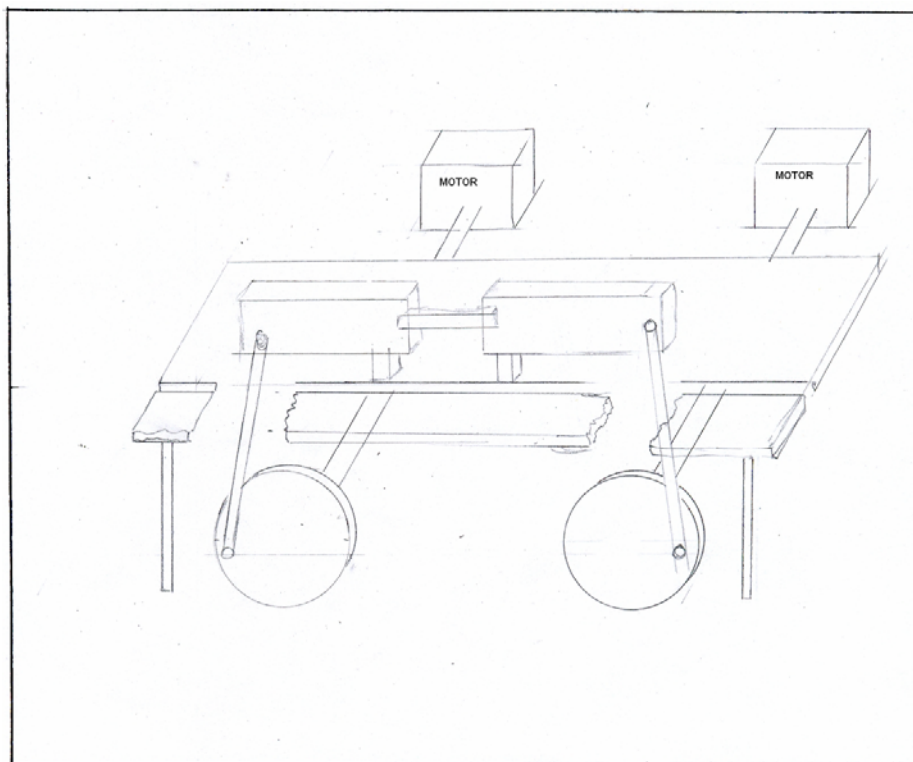


Figura 2.25. Propuesta Nro. 5

Propuesta N°6

En esta propuesta la bancada consta de dos placas colocadas en forma horizontal, unidas entre si por una palca colocada en forma vertical, dichas placas sirven de agarre a la probeta la cual se encuentra empotrada en sus dos extremos por medio de pernos.

El espécimen se coloca en una disposición vertical para ser amordazada en dos puntos equidistantes por dos sargentos, los cuales son conectados a unos brazos que se desplazan de forma alternante de derecha a izquierda y viceversa, a estos brazos se les proporciona dicho movimiento a través de un pistón neumático accionado por un sistema motor-compresor.

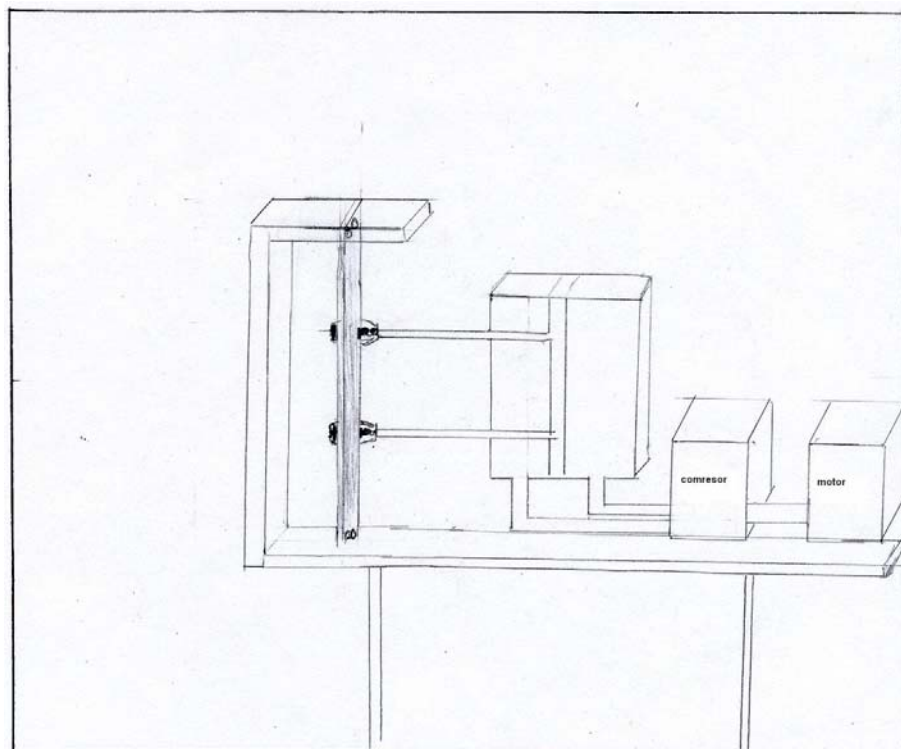


Figura 2.26. Propuesta Nro. 6

Propuesta N°7

En esta propuesta se tiene un motor eléctrico y un eje al cual se le acoplan dos poleas consecutivas, una le transmite el movimiento a través de una correa simple a otra polea que tiene fijo un eje. Dicho eje transmite el movimiento a un disco excéntrico y la otra polea le transmite movimiento por medio de una banda cruzada a otra polea que esta fija a otro eje que a su vez le transmite movimiento a otro disco excéntrico.

A los dos discos excéntricos se vinculan dos bielas, las cuales se conectan directamente a dos brazos que sirven de agarre al espécimen, en los otros extremos de los brazos se fijan al centro de la bancada mediante una pletina que sirve de punto de pivote para estos.

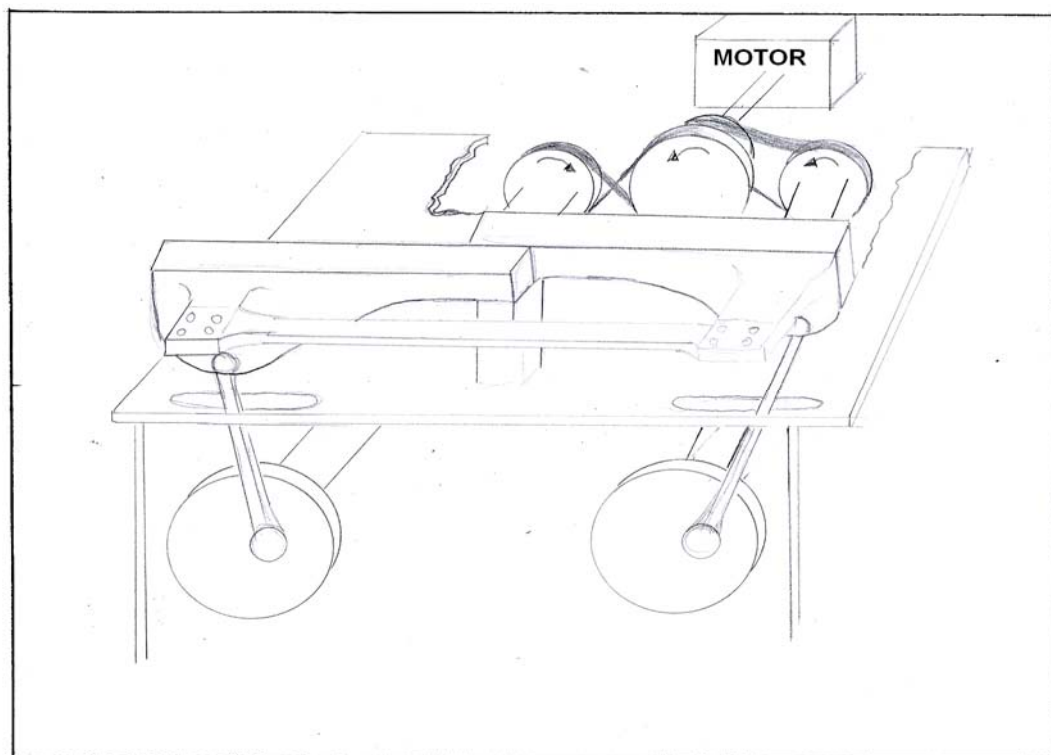


Figura 2.27. Propuesta Nro. 7

Propuesta N°8

En esta propuesta la muestra esta fija a unas mordazas de fijación que son accionadas por dos palancas articuladas que rotan en un punto fijo a una mesa que posee una lámina vertical, el movimiento alternante es producido motor eléctrico acoplado a un sistema de biela manivela que esta conectado a las de las palancas por un plato alternante que esta guiado a verticalmente.

El desplazamiento vertical del plato alternante es producido por una excéntrica que permite alargar la manivela para así lograr transmitir un desplazamiento tal que produzca un esfuerzo de flexión en la muestra.

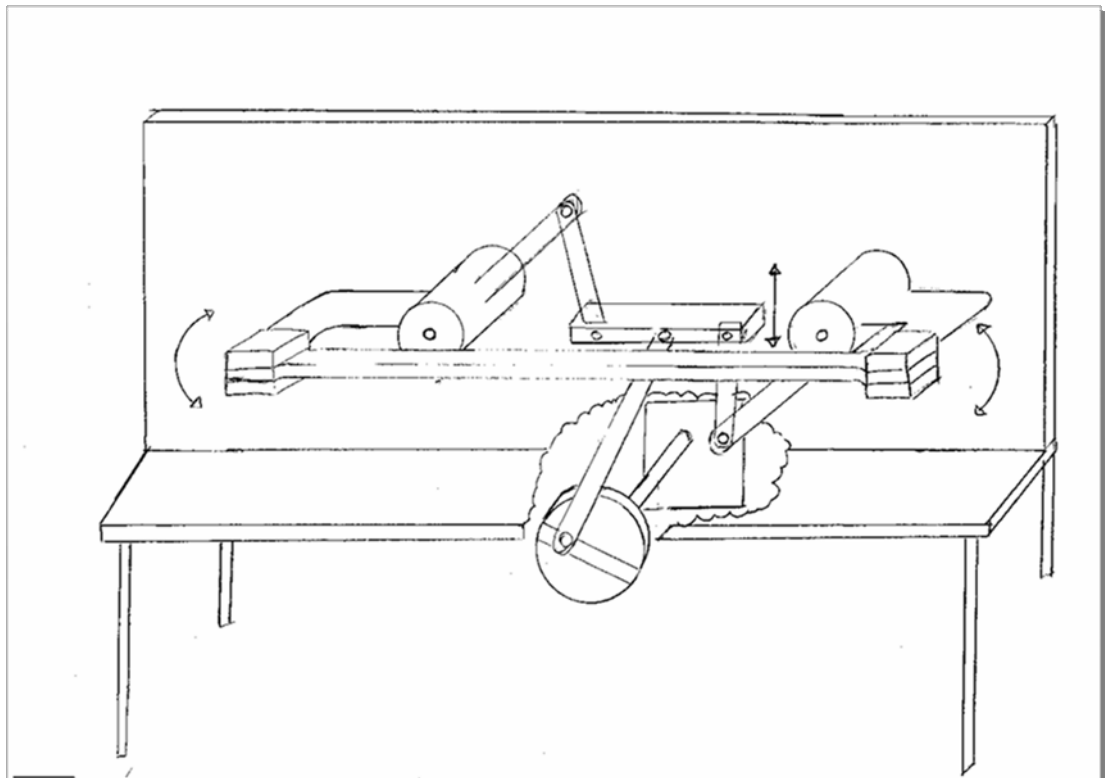


Figura 2.28. Propuesta Nro. 8

2.4. Análisis

A cada una de las soluciones generadas se le aplica diversos tamices para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, con tal fin se escogieron los siguientes criterios de solución:

1. Adquisición de los componentes: se refiere a la facilidad y factibilidad para obtener la mayor cantidad de elementos en el mercado a la hora de realizar el diseño.
2. Confiabilidad: es la probabilidad de que el elemento o sistema en cuestión no falle durante el período especificado bajo condiciones prescritas.
3. Costo de manufacturación: es un de los criterios que más predomina a la hora de la materialización del proyecto ya que es relacionado con los gastos de la obtención de la materia prima, los equipos, la construcción, y el maquinado de las piezas.
4. Disponibilidad: es la proporción de tiempo que una máquina está en condiciones de ser utilizada y, por lo tanto, en que no estará fuera de servicio por reparación, mantenimiento u otras formas de atención.
5. Ergonomía: es la relación hombre-máquina, en ella se estudia la comodidad, el manejo, el espacio, etc.; entre la interface del hombre y la máquina.
6. Estilo: la máquina debe poseer un diseño capaz de llamar la atención y ser agradable a la vista.
7. Fabricación: se refiere a la facilidad de elaboración y ensamblaje de cada uno de los componentes que componen la máquina.
8. Operabilidad: se refiere a la facilidad con que un diseño determinado puede ser manejado u operado por seres humanos.
9. Peso: es la cantidad fuerza gravitacional que se ejerce sobre los componentes de la máquina, mientras más ligera es esta fuerza es más fácil de transportar el equipo.

10. Ruido: es el sonido ejecutado por los equipos y mecanismos del equipo, este si es muy elevado puede ocasionar molestias para el operador e interrumpir cualquier otra actividad.
11. Seguridad: consiste en evaluar cuales son los niveles de riesgo que puede ocasionar una falla en alguno de los dispositivos utilizados el diseño debe de ser seguro para el operador.
12. Tamaño: es el espacio fisico que ocupa el equipo. Éste no debe de obstaculizar ninguna otra función.
13. Tiempo de construcción: es la cantidad de tiempo necesaria para la construcción y ensamblaje del equipo.

2.5 Decisión

Como lo indica el proceso de diseño la decisión de cual diseño es el óptimo debe determinarse mediante experiencia técnica e información real, y como no se dispone de dicha experiencia se utilizo como herramienta de ayuda la matriz de decisiones para obtener la mejor solución.

2.5.1 Matriz de decisión

Esta no es más que una forma de comparar las soluciones propuestas de una manera tal que asignándole valores a parámetros y criterios de diseño y evaluando cada uno con las propuestas obtenidas se obtiene la mejor solución.

Para la evaluación de las propuestas en cada uno de los criterios, se utilizará la siguiente escala numérica:

- La menos favorable (1).
- Poco favorable (2).
- Favorable (3).
- Muy favorable (4).

- La más favorable (5).

El valor porcentual asignado a cada criterio se presenta a continuación:

CRITERIOS	VALOR (%)
Adquisición de los componentes	10
Confiabilidad	10
Costo de manufacturación	12
Disponibilidad	10
Ergonomía	6
Estilo	2
Fabricación	12
Operabilidad	10
Peso	4
Ruido	2
Seguridad	12
Tamaño	2
Tiempo de construcción	8

Tabla 2.3. Asignación de Valores.

Para el desarrollo de la matriz de decisión es necesario adjudicarle valores porcentuales a cada uno de los criterios, estos se tomaron de acuerdo a la importancia relativa que tiene cada uno de los criterios con relación a cada una de las propuestas.

En el caso del costo de fabricación, se le asignó un valor alto debida a que el financiamiento para la realización de la máquina, proviene del CDCH (Consejo de Desarrollo Científico y Humanístico) y de las posibilidades adquisitivas de los tesis encargados de realizar dicha máquina. No de ningún patrocinio.

El tiempo de fabricación tiene un valor alto, debido a la necesidad de culminar el proyecto lo más rápido posible, así como la fabricación, búsqueda y adquisición de cada uno de los componentes de dicha máquina.

En el caso de la disponibilidad, se le asignó un valor alto, debido a que es una máquina que trabaja para largos períodos de tiempo, altas velocidades y grandes cargas; y en caso de desperfecto, evitar que el mismo permanezca inactivo por un largo periodo.

En el caso del ruido y estilo, los valores porcentuales asignados fueron realmente pequeños, ya que son consideraciones que se deben tomar a la hora de realizar el diseño, pero son poco relevantes con respecto a los otros criterios.

Se procede a elaborar la matriz de decisión:

CRITERIOS	Valor (%)	PROPUESTAS															
		1		2		3		4		5		6		7		8	
		Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.
Adquisición de los componentes	10	2	0,2	3	0,3	2	0,2	4	0,4	2	0,2	2	0,2	2	0,2	2	0,2
Confiabilidad	10	2	0,2	3	0,3	3	0,3	3	0,3	2	0,2	2	0,2	2	0,2	2	0,2
Costo de Manufacturación	12	4	0,48	3	0,36	4	0,48	3	0,36	4	0,48	4	0,48	3	0,36	3	0,36
Disponibilidad	10	2	0,2	3	0,3	2	0,2	4	0,4	2	0,2	2	0,2	3	0,3	2	0,2
Ergonomía	6	3	0,18	4	0,24	3	0,18	4	0,24	2	0,12	3	0,18	3	0,18	2	0,12
Estilo	2	4	0,08	4	0,08	4	0,08	5	0,1	4	0,08	3	0,06	4	0,08	4	0,08
Fabricación	12	2	0,24	3	0,36	2	0,24	4	0,48	3	0,36	2	0,24	3	0,36	3	0,36
Operabilidad	10	3	0,3	3	0,3	2	0,2	3	0,3	3	0,3	2	0,2	3	0,3	3	0,3
Peso	4	1	0,04	3	0,12	2	0,08	4	0,16	2	0,08	2	0,08	3	0,12	4	0,16
Ruido	2	4	0,08	4	0,08	3	0,06	4	0,08	2	0,04	3	0,06	4	0,08	3	0,06
Seguridad	12	3	0,36	4	0,48	3	0,36	4	0,48	2	0,24	2	0,24	3	0,36	3	0,36
Tamaño	2	2	0,04	3	0,06	2	0,04	3	0,06	1	0,02	3	0,06	2	0,04	4	0,08
Tiempo de Construcción	8	2	0,16	4	0,32	1	0,08	4	0,32	2	0,16	1	0,08	3	0,24	2	0,16
TOTAL	100	2,56		3,30		2,50		3,68		2,48		2,28		2,82		2,64	

Tabla 2.4. Matriz de Decisión.

2.5.2. Propuesta obtenida

Luego de culminado el proceso de análisis de las propuestas obtenidas y empleada la matriz de decisión como herramienta para conseguir un resultado satisfactorio, se obtuvo que la mejor propuesta es la número **4**.

2.6. Realización.

Para la realización del diseño de la propuesta numero 4 se prepararon los planos de todos los componentes con el fin de presentarlos y discutirlos con personal capacitado y con experiencia en procesos constructivos con el fin de establecer las características finales tanto de la construcción como el diseño para obtener un producto final que satisfaga las condiciones o requerimiento del diseñador y solventado la necesidad.

3. DESARROLLO DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA

3.1. Desarrollo de la máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa.

Para el desarrollo de la máquina de ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa es necesario retomar la metodología del diseño desde sus comienzos enfocados hacia la propuesta seleccionada como son: realizar tormenta de ideas, evaluar métodos de manufactura, desarrollar criterios ensamblaje y evaluar factibilidad de adquisición de materiales, luego se procede a la construcción del equipo para posteriormente realizar ajustes de carácter terminal como mejorar el aspecto visual y ergonómico y evaluar su funcionamiento.

En esta etapa del desarrollo de la máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa se presentan nuevas alternativas de construcción ya que existe una interacción con técnicos operadores involucrados en la fabricación de los componentes del prototipo, los cuales favorecen el diseño ya que pueden disminuir el tiempo de fabricación y los costos asociados.

Posteriormente al ensamblaje final del equipo y evaluación de su funcionamiento se procede a desarrollar el manual de operación del equipo, especificando los pasos a seguir para su correcto funcionamiento y describiendo las especificaciones técnicas necesarias para identificar los componentes ante el operador y/o usuario.

3.2. Cálculos de los componentes y sistemas que conforman la máquina

La máquina para ensayos de fatiga por flexión alternativa está conformada por una serie de componentes que deben ser calculados para cada una de las funciones a las que están diseñados. Este procedimiento es una condición fundamental para su posterior construcción.

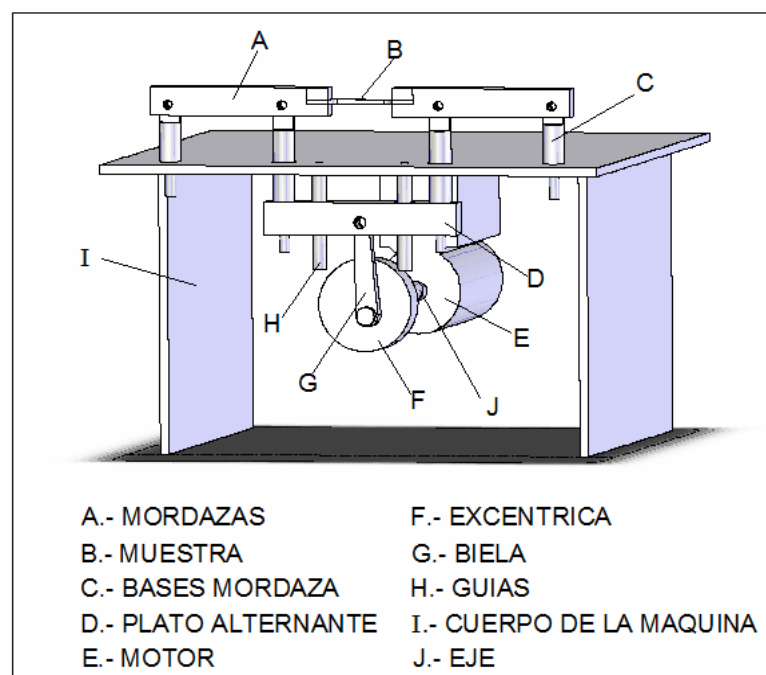


Figura 3.28. Esquema de la máquina

3.2.1. Cálculo del sistema de aplicación de desplazamiento constante.

La máquina de ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternante parte del principio de aplicación de dos cargas gemelas sobre una viga simplemente apoyada, en donde la viga es conformada por dos (2) brazos alternantes y la muestra.

Del diagrama $\frac{M}{EI}$ se obtienen las siguientes áreas:

$$A_1 = \left(\frac{1}{2}\right)(a)\left(\frac{Fa}{EI_1}\right) \rightarrow A_1 = \frac{Fa^2}{2EI_1}$$

$$A_2 = (b)\left(\frac{Fa}{EI_1}\right) \rightarrow A_2 = \frac{Fab}{EI_1}$$

$$A_3 = (c)\left(\frac{Fa}{EI_1}\right) \rightarrow A_3 = \frac{Fac}{EI_1}$$

$$A_4 = (d)\left(\frac{Fa}{EI_1}\right) \rightarrow A_4 = \frac{Fad}{EI_1} \quad \text{como } d = b \text{ entonces } A_4 = \frac{Fab}{EI_1}$$

$$A_5 = \left(\frac{1}{2}\right)(e)\left(\frac{Fa}{EI_1}\right) \rightarrow A_5 = \frac{Fae}{2EI_1} \quad \text{como } e = a \text{ entonces } A_5 = \frac{Fa^2}{2EI_1}$$

Para calcular la desviación tangencial entre el punto A y D ($t_{A/D}$), se describen las distancias de cada uno de los centroides de cada área al punto D:

Se sabe que $L = 2a + 2b + c$, y queda:

$$\bar{x}_{1D} = \left(L - \frac{2}{3}a\right) \rightarrow \bar{x}_{1D} = \left(\frac{3L - 2a}{3}\right) \rightarrow \bar{x}_{1D} = \left(\frac{4a + 6b + 3c}{3}\right)$$

$$\bar{x}_{2D} = \left(L - a - \frac{b}{2}\right) \rightarrow \bar{x}_{2D} = \left(\frac{2L - 2a - b}{2}\right) \rightarrow \bar{x}_{2D} = \left(\frac{2a + 3b + 2c}{2}\right)$$

$$\bar{x}_{3D} = \left(\frac{L}{2}\right) \rightarrow \bar{x}_{3D} = \left(\frac{2a + 2b + c}{2}\right)$$

$$\bar{x}_{4D} = \left(e + \frac{d}{2}\right) \rightarrow \bar{x}_{4D} = \left(\frac{2a - b}{2}\right)$$

$$\overline{X_{30}} = \left(\frac{2a}{3}\right) \rightarrow \overline{X_{40}} = \left(\frac{2a}{3}\right)$$

La desviación tangencial entre el punto A y D ($t_{D/A}$) será:

$$t_{D/A} = A_1 \overline{X_{1D}} + A_2 \overline{X_{2D}} + A_3 \overline{X_{3D}} + A_4 \overline{X_{4D}} + A_5 \overline{X_{5D}}$$

Entonces:

$$t_{D/A} = \left(\frac{Fa^2}{2EI_1}\right)\left(\frac{4a+6b+3c}{3}\right) + \left(\frac{Fab}{EI_1}\right)\left(\frac{2a+3b+2c}{2}\right) \\ + \left(\frac{Fac}{EI_2}\right)\left(\frac{2a+2b+c}{2}\right) + \left(\frac{Fab}{EI_1}\right)\left(\frac{2a-b}{2}\right) + \left(\frac{Fa^2}{2EI_1}\right)\left(\frac{2a}{3}\right)$$

Agrupando términos semejantes se obtiene que:

$$t_{D/A} = (2a+2b+c) \left(\frac{Fa^2}{2EI_1} + \frac{Fab}{EI_1} + \frac{Fac}{2EI_2} \right)$$

Entonces el ángulo θ_A es igual a la desviación tangencial dividida entre la longitud de la viga:

$$\theta_A = \frac{t_{D/A}}{L} \rightarrow \theta_A = \frac{(2a+2b+c) \left(\frac{Fa^2}{2EI_1} + \frac{Fab}{EI_1} + \frac{Fac}{2EI_2} \right)}{(2a+2b+c)}$$

$$\theta_A = \frac{Fa^2}{2EI_1} + \frac{Fab}{EI_1} + \frac{Fac}{2EI_2}$$

La deflexión en el punto de aplicación de la fuerza F es igual a la distancia $\overline{BB''}$ (ver figura 3.29.)

$$\overline{BB''} = \overline{BB'} - \overline{B'B''} \quad \text{donde:}$$

$$\overline{BB'} = \theta_A a \rightarrow \overline{BB'} = \frac{F\alpha^3}{2EI_1} + \frac{F\alpha^2 b}{EI_1} + \frac{F\alpha^2 c}{2EI_2}$$

$$\overline{B'B''} = A_1 \overline{X_{1B}} \quad \text{donde} \quad \overline{X_{1B}} = \frac{\alpha}{3}$$

$$\overline{B'B''} = \left(\frac{F\alpha^2}{2EI_1} \right) \left(\frac{\alpha}{3} \right) \rightarrow \overline{B'B''} = \frac{F\alpha^3}{6EI_1}$$

$$\boxed{\overline{B'B''} = \frac{F\alpha^3}{3EI_1} + \frac{F\alpha^2 b}{EI_1} + \frac{F\alpha^2 c}{2EI_2}}$$

Ahora se calcula la deflexión en el punto medio de la muestra $\overline{ZZ''}$, que no es más que la deflexión máxima del sistema.

$$\overline{ZZ''} = \overline{ZZ'} - \overline{Z'Z''} \quad \text{donde}$$

$$\overline{ZZ'} = \theta_A \frac{L}{2} \rightarrow \overline{ZZ'} = \left(\frac{F\alpha^2}{2EI_1} + \frac{Fab}{EI_1} + \frac{Fac}{2EI_2} \right) \left(\frac{2a+2b+c}{2} \right)$$

$$\begin{aligned} \overline{Z'Z''} = & \left(\frac{F\alpha^2}{2EI_1} \right) (a) + \left(\frac{F\alpha^2}{2EI_1} \right) (b) + \left(\frac{F\alpha^2}{2EI_1} \right) \left(\frac{c}{2} \right) + \left(\frac{Fab}{EI_1} \right) (a) + \left(\frac{Fab}{EI_1} \right) (b) \\ & + \left(\frac{Fab}{EI_1} \right) \left(\frac{c}{2} \right) + \left(\frac{Fac}{2EI_2} \right) (a) + \left(\frac{Fac}{2EI_2} \right) (b) + \left(\frac{Fac}{2EI_2} \right) \left(\frac{c}{2} \right) \end{aligned}$$

$$\overline{Z'Z''} = \frac{F\alpha^3}{2EI_1} + \frac{3F\alpha^2 b}{2EI_1} + \frac{F\alpha^2 c}{4EI_1} + \frac{Fab^2}{EI_1} + \frac{Fabc}{2EI_1} + \frac{Fa^2 c}{2EI_2} + \frac{Facb}{2EI_2} + \frac{Fac^2}{4EI_2}$$

$$\overline{Z^2 Z^c} = \epsilon_{2fA} = A_1 \overline{X_{1Z}} + A_2 \overline{X_{2Z}} + \frac{A_3}{2} \overline{X_{3Z}}$$

$$\overline{X_{1Z}} = \left(\frac{L}{2} - \frac{2}{3}a \right) \rightarrow \overline{X_{1Z}} = \left(\frac{2a + 6b + 3c}{6} \right)$$

$$\overline{X_{2Z}} = \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2} \right) \rightarrow \overline{X_{2Z}} = \left(\frac{b + c}{2} \right)$$

$$\overline{X_{3Z}} = \left(\frac{c}{4} \right)$$

$$\overline{Z^2 Z^c} = \left(\frac{Fa^3}{2EI_1} \right) \left(\frac{2a + 6b + 3c}{6} \right) + \left(\frac{Fab}{EI_1} \right) \left(\frac{b + c}{2} \right) + \left(\frac{Fac}{EI_2} \right) \left(\frac{c}{4} \right)$$

$$\overline{Z^2 Z^c} = \frac{Fa^3}{6EI_1} + \frac{Fa^2b}{2EI_1} + \frac{Fa^2c}{4EI_1} + \frac{Fab^2}{2EI_1} + \frac{Fabc}{2EI_1} + \frac{Fac^2}{8EI_2}$$

$$\overline{Z^2 Z^c} = \left(\frac{Fa^3}{2EI_1} + \frac{3Fa^2b}{2EI_1} + \frac{Fa^2c}{4EI_1} + \frac{Fab^2}{EI_1} + \frac{Fabc}{2EI_1} + \frac{Fa^2c}{2EI_2} + \frac{Facb}{2EI_2} + \frac{Fac^2}{4EI_2} \right) - \left(\frac{Fa^3}{6EI_1} + \frac{Fa^2b}{2EI_1} + \frac{Fa^2c}{4EI_1} + \frac{Fab^2}{2EI_1} + \frac{Fabc}{2EI_1} + \frac{Fac^2}{8EI_2} \right)$$

$$\boxed{\overline{Z^2 Z^c} = \frac{Fa^3}{3EI_1} + \frac{Fa^2b}{EI_1} + \frac{Fab^2}{2EI_1} + \frac{Fa^2c}{2EI_2} + \frac{Facb}{2EI_2} + \frac{Fac^2}{8EI_2}}$$

Utilizando las ecuaciones de los desplazamientos obtenidas anteriormente, variando las distancias **a, b y c**, según condiciones constructivas factibles, y con los siguientes parámetros de diseño discutidos y evaluados por los diseñadores:

- Máximo esfuerzo: para determinar este parámetro se escogió un acero de alta resistencia AISI 4140 cuyas propiedades son **$S_{ut} = 1250MPa$** **$S_y = 1140MPa$** y Dureza BRINELL 370 TABLA A-21 Shigley 3ra Edición

$$\sigma_{max} = 80\% S_y \text{ con } S_y = 1140MPa$$

- Máximo espesor para la muestra **$e = 0.00635m$**
- Máximo ancho para la muestra **$l = 0.015m$**

Se calculó un desplazamiento de: **$y = 9.987mm$** en el punto A siendo esta la distancia a colocar como excentricidad en la manivela.

3.2.2. Cálculo y selección del motor eléctrico.



Figura 3.31. Motor eléctrico

Para el cálculo del motor se utilizó la fórmula de potencia para un motor de corriente alterna de cuatro (4) polos.

Del esfuerzo en una viga sometida a un momento flector sabemos que:

$$\sigma = \frac{M\bar{y}}{I} \rightarrow M = \frac{\sigma I}{\bar{y}} \rightarrow M = \frac{920MPa \times 3.2 \times 10^{-10} m^4}{0,003175m}$$

$$M = 92.7417Nm$$

$$M = Fa \rightarrow F = \frac{92.7417Nm}{0,16m} \rightarrow F = 579.6359N$$

la fuerza en el plato alternante será $P = 2F \rightarrow P = 1159.2718N$
 con ésta fuerza P y el desplazamiento de la excéntrica se calculó el
 torque del motor $\tau_m = Pa \rightarrow \tau_m = 11.5776Nm$

como la potencia del motor es $P_m = \frac{2\pi\tau_m\omega}{60} \rightarrow P_m$
 $= 2158.0144watts$

$$P_m = 2.8939HP$$

Se seleccionó un motor de **3HP** marca SIEMMENS con las siguientes características:

Potencia (HP)	F.S.	rpm	Eficiencia (%)	Torque Nominal (Nm)	Torque de Arranque (de Tn)
3	2.20	1780	79	12.51	1.8

Tabla 3.1. Datos de placa de motor

3.2.3. Cálculo de los pasadores de las mordazas.

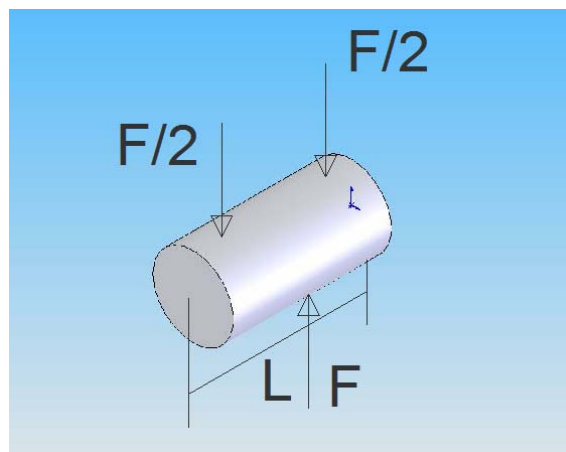


Figura 3.32. Pasador de la mordaza

Material: Acero AISI 4140 $S_{ut} = 930 MPa$

Calculando el $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$

Donde $Se' = 0.504 Sut \rightarrow Se' = 468.72 \text{ MPa}$

- $Ka = a Sut^b \rightarrow Ka = 4.51 (960 \text{ MPa})^{-0.265} \rightarrow Ka = 0.731$

- $Kb = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \rightarrow Kb = 0.8 \quad 2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$

- 51 mm

- $Kc = 0.577$

- $Kd = 1$

- $Ke = \frac{1}{Kf}$ donde $Kf = 1 \rightarrow Ke = 1$

$$Se = 0.731 \times 0.8 \times 0.577 \times 1 \times 1 \times 468.72 \text{ MPa} \rightarrow Se = 168.16 \text{ MPa}$$

Por teorema de corte doble se sabe que:

$$\tau_a' = \frac{V}{2A} \quad \text{donde } V = 2F \quad \text{y } A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \rightarrow \tau_a' = \frac{2F}{\pi d^2}$$

Con un factor de seguridad de $n = 4$

$$n \tau_a' = Se \rightarrow n \left(\frac{2F}{\pi d^2} \right) = Se$$

Despejando el diámetro se obtuvo:

$$d = \sqrt{\left(\frac{2F}{\pi Se} \right) n} \rightarrow F = 2000 \text{ N} \rightarrow d = \sqrt{\left(\frac{2 \times 2000 \text{ N}}{\pi \times 168.16 \text{ MPa}} \right) 4}$$

$$d = 5.5 \text{ mm}$$

Se seleccionó un diámetro $d = 12.7 \text{ mm}$, debido a la amplia existencia en el mercado nacional y con el propósito de reducir los costos en el maquinado de la piezas que llevan los pasadores, la longitud L del pasador seleccionado es de $L = 50 \text{ mm}$.

3.2.4. Cálculo del eje del motor.

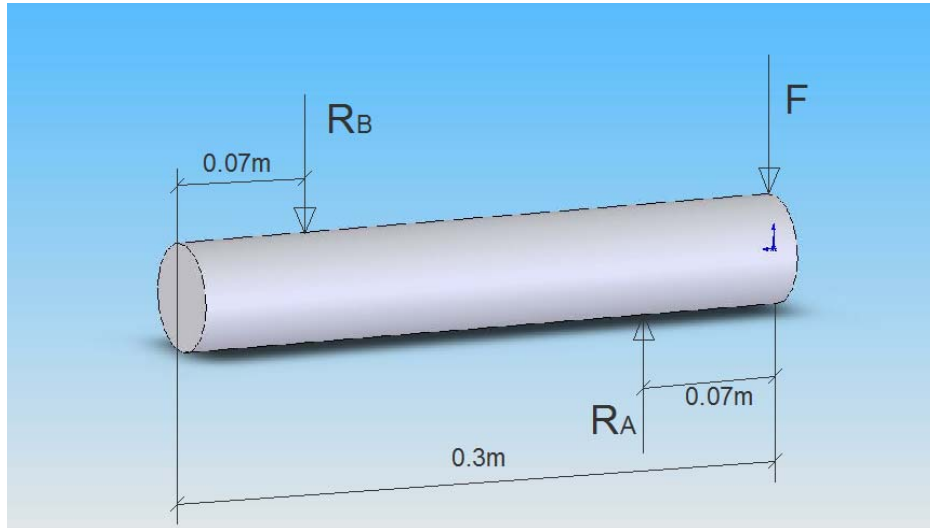


Figura 3.33. Eje del motor

$$\sum F_y = 0$$

$$R_a - R_b - 2000\text{N} = 0$$

$$\sum Md = 0$$

$$0.07\text{m} \times R_a + 0.23\text{m} \times R_b = 0$$

$$R_a = 2875\text{N}$$

$$R_b = 875\text{N}$$

Momento flector máximo **140 Nm**

Momento torsor del motor seleccionado

$$T = 12.51\text{Nm}$$

Material: Acero 4340 Sut 1120Mpa

Calculando el $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$

- $K_a = 4.45\text{Sut}^{-0.265} = 0.6923$

- $K_b (d \text{ en mm}) = 1.24d^{-0.1133} = 0.8$ $2.79\text{mm} \leq d \leq 51\text{mm}$
- $K_c = 0.577$
- $K_d = 1$
- $K_e = 1/K_f = 1$
- $K_f = 1$ porque no existen concentradores de esfuerzos.

$$\begin{aligned}
 S_e &= K_a K_b K_c K_d K_e (0.5045 S_{ut}) \\
 &= 0.6923 \times 0.8 \times 0.577 \times 1 \times 1 \times 564.48 \text{MPa} \\
 &= 180.3884 \text{MPa}
 \end{aligned}$$

Calculando K_{fs} y K_f

Como en el punto de estudio no hay sensibilidad la entalla ya que no hay muesca

$$Q = 0 \quad K_{fs} = 1 \quad K_f = 1$$

Calculando M_a , M_m , T_a y T_m

$$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} = 0$$

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} = 140 \text{N.m}$$

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} = 12.51 \text{N.m}$$

$$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} = 0$$

Utilizando la ecuación del diámetro del eje para el criterio de Ed-Gerber, cuando $M_m=0$ y $T_a=0$

$$d = \left(\left(\frac{16nK_f M_a}{\pi S_e} \left[1 + \sqrt{1 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2} \right] \right)^{\frac{1}{3}} \right) \rightarrow d = 25,11 \text{ mm}$$

Se selecciona un diámetro $d = 25,4 \text{ mm}$ por la existencia de barras calibradas en el mercado nacional.

3.2.5. Cálculo del soporte mordaza

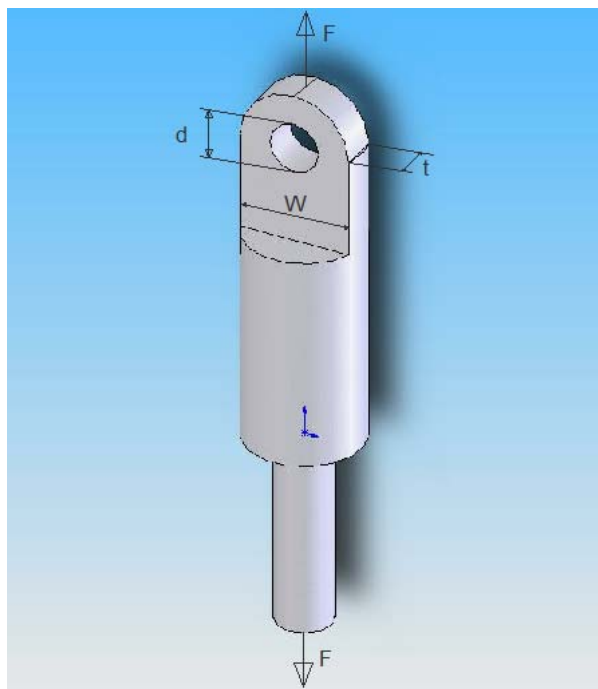


Figura 3.34. Soporte mordaza

Realizando un estudio del cuerpo se observa que el punto más desfavorable de la pieza se encuentra en la saliente de sujeción

El área es $A = (w - d)t$

La fuerza a la que es sometido el elemento es alternativa $F = 1000N$

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

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = 1000N$$

$$\sigma_e = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{(w - d)t}$$

Donde $d = 12,7 \text{ mm}$ y $t = 10 \text{ mm}$

Utilizando como material acero AISI 4140, con un S_{ut} 950Mpa

Para calcular el S_e :

- $K_a = 4.51S_{ut}^{-0.265} = 0.7329$
- $K_b = 1$ carga axial no hay efecto de tamaño
- $K_c = 0.923$
- $K_d = 1$
- $K_e = 1/K_f = 0.2358$
- $K_f = (1 + Q(K_t + 1))$ donde $Q = 0.9$ $k_t = 2.6$ (Fig. 5-16 Shigley 5ta edición)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot 0.504 S_{ut}$$

$$= (0.7329)1(0.923)1(0.2358)478.80 \text{MPa}$$

$$S_e = 76.3896 \text{MPa}$$

Por fatiga

$$\sigma_a n = S_e \quad \text{Sustituyendo el esfuerzo y despejando } n \text{ queda}$$

$$n = 4 \rightarrow w = \frac{F_a \times n}{S_e \times t} + d \rightarrow w = 17.9369 \text{mm}$$

Para disminuir los costos en el maquinado se selecciona el diámetro

$$w = 30 \text{mm}$$

3.2.6. Cálculo del plato alternante

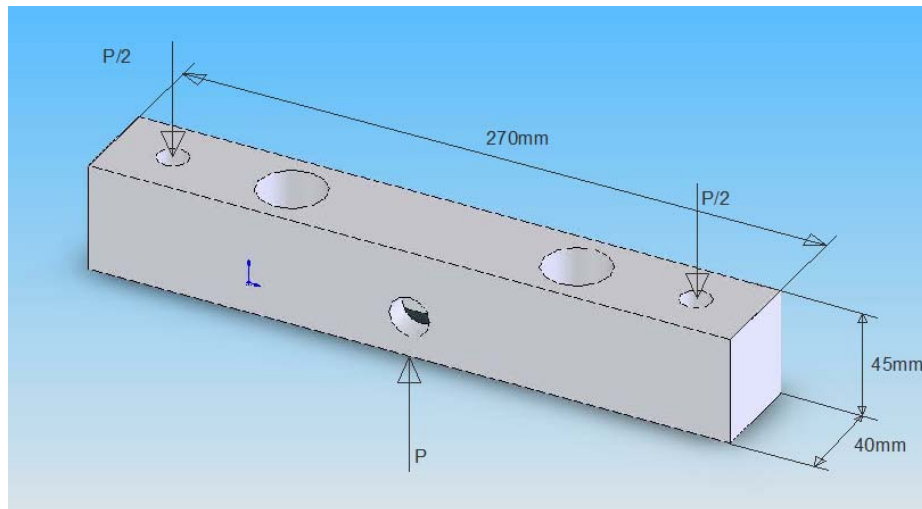


Figura 3.35. Plato alternante

Material: Acero AISI P-20 $S_{ut} = 1000 \text{ MPa}$

$P = 2000 \text{ N}$

Momento flector máximo $M = 110 \text{ Nm}$

Calculando el $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$

Donde $S_e' = 0.504 S_{ut} \rightarrow S_e' = 504 \text{ MPa}$

- $K_a = a S_{ut}^b \rightarrow K_a = 1.58 (960 \text{ MPa})^{-0.985} \rightarrow K_a = 0.8783$
- $K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1123} \rightarrow K_b = 0.8$ $2.79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$

- $K_c = 0.577$

- $K_d = 1$

- $K_e = 1$

$$S_e = 0.8783 \times 0.8 \times 0.577 \times 1 \times 1 \times 504 \text{ MPa} \rightarrow S_e = 204.3333 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M \bar{y}}{I} \rightarrow \sigma = \frac{110 \text{ Nm} \times 0.0225 \text{ m}}{\frac{(b)(0.045)^2 \text{ m}^3}{12}} \rightarrow \sigma = \frac{325925.9259 \text{ N}}{(b) \text{ m}}$$

$$\sigma_{m} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 0 \quad \sigma_e = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{325925.9259N}{(b)m}$$

$$\sigma_e n = S_e \rightarrow n = 4 \rightarrow \frac{325925.9259N}{(b)m} (4) = 204.3333MPa$$

$$b = \frac{1303703.7037N}{204.3333MPa m} \rightarrow b = 6.3802 \times 10^{-4} m \rightarrow b = 6,3802mm$$

Por estética de la pieza y por que en ella se soportan otras piezas ya dimensionadas se seleccionó una distancia $b = 40mm$

3.2.7. Cálculo y selección de la biela

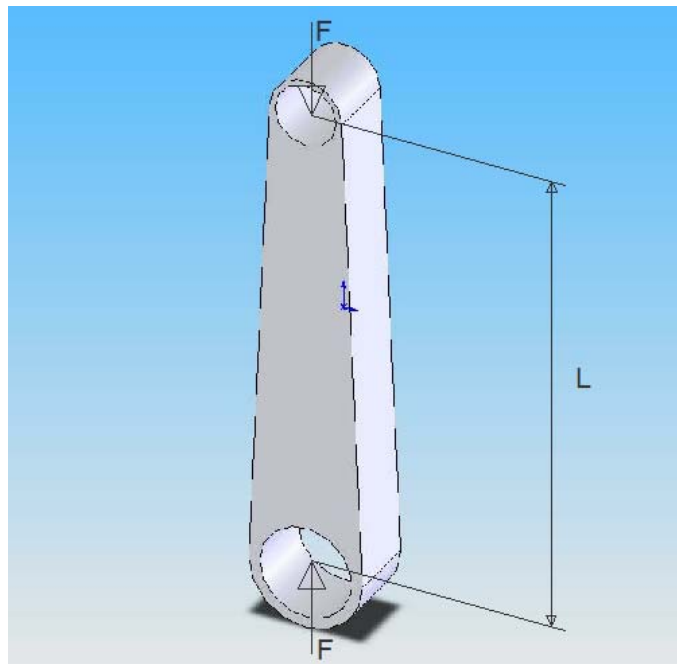


Figura 3.36. Biela

Mediante un análisis cinemático de la biela se determinó que la distancia L debía ser cuatro (4) veces la distancia de la manivela o excéntrica para

garantizar que el mecanismo no se obstruya, entonces conociendo el desplazamiento máximo de la excéntrica se obtiene:

$$L = 4y \rightarrow L = 4(30\text{mm}) \rightarrow L = 120\text{mm}$$

La sollicitud de la biela es de fuerzas axiales alternantes, para una biela de un motor de dos (2) tiempos se verifica que:

$$P_{\text{cilindro}} = \frac{F_{\text{platin}}}{A_{\text{platin}}}$$

se verificó en el mercado nacional la existencia de bielas para motores de 2 tiempos con longitud entre centros iguala L y se escogió una biela con las siguientes características:

$$P_{\text{cilindro}} = 700\text{psi} \rightarrow P_{\text{cilindro}} = 4.8264\text{MPa}$$

$$A_{\text{platin}} = \pi r^2 \rightarrow A_{\text{platin}} = (3.1415)(0.0375\text{m})^2 \rightarrow A_{\text{platin}} = 0.004417\text{m}^2$$

Entonces:

$$F_{\text{platin}} = P_{\text{cilindro}} A_{\text{platin}} \rightarrow F_{\text{platin}} = (4.8264\text{MPa})(0.004417\text{m}^2)$$

$$F_{\text{platin}} = 21.3182\text{kN}$$

Se verifica así que la biela existente en el mercado satisface las sollicitudes de fuerza requerida en el diseño.

3.2.8. Cálculo de la excéntrica

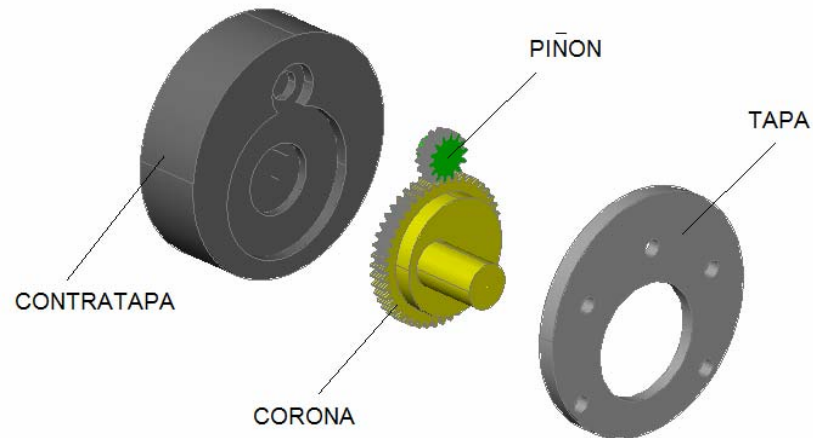


Figura 3.37. Despiece de la excéntrica

Para el cálculo de la excentricidad se utilizó como dato el desplazamiento máximo o carrera $y=30\text{mm}$, se estableció que el eje inferior de la biela fuera soportado por una corona que tuviera una excentricidad con respecto al eje de toda la pieza de 15mm y que a su vez, el eje también tuviera una excentricidad de 15mm con respecto al eje de la corona, logrando así al rotar la corona a excentricidades entre 0mm y 30mm .

3.2.8.1 Cálculos de la corona

Se establecieron como parámetros de diseño el módulo $M = 1.75$ y el número de dientes $N = 46$ entoces:

$$D_e = M(N + 2) \rightarrow D_e = 84\text{mm}$$

$$D_p = M N \rightarrow D_p = 80.5\text{mm}$$

$$p = M\pi \rightarrow P = 5.4978\text{mm}$$

$$\text{con } \alpha = 20^\circ \rightarrow D_i = 76.41\text{mm}$$

3.2.8.2 Cálculos del piñón

Se establecieron como parámetros de diseño el módulo $M = 1.75$ y el número de dientes $N = 14$ entonces:

$$D_e = M(N + 2) \rightarrow D_e = 28\text{mm}$$

$$D_p = M N \rightarrow D_p = 24.5\text{mm}$$

$$p = Mz \rightarrow P = 5.4978\text{mm}$$

$$\text{con } \alpha = 20^\circ \rightarrow D_l = 20.41\text{mm}$$

3.2.9. Cálculo de los tornillos de la excéntrica.

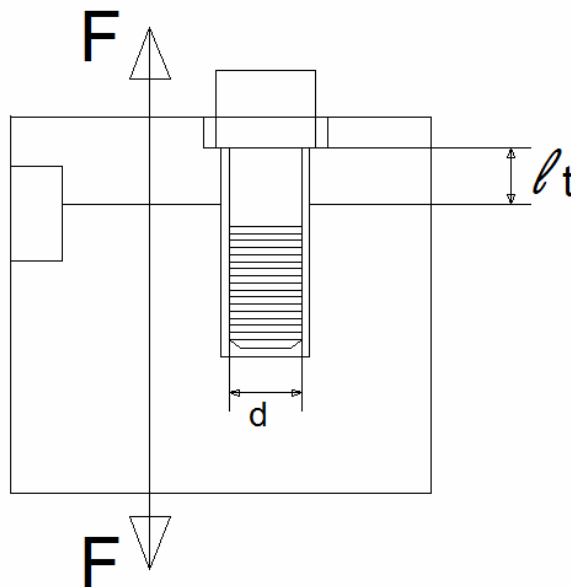


Figura 3.38. Esquema de los tornillos de la excéntrica.

La fuerza de separación F se pudo hallar haciendo un análisis de una fuerza de roce P que se opone al movimiento de una masa (la excéntrica) y una superficie (la tapa) igualando así la normal N a la fuerza de separación F .

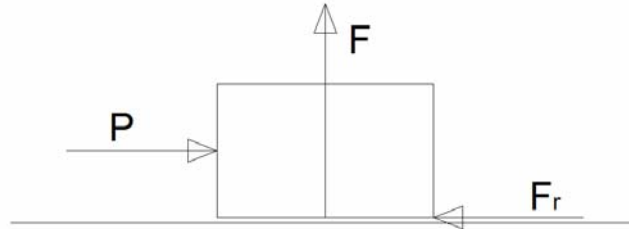


Figura 3.12. Esquema del análisis de la carga F de los tornillos de la excéntrica.

Se sabe que:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow P = Fr$$

$Fr = \mu F$ donde μ es igual al coeficiente de roce entre dos aceros $\mu = 0.15$

$$\text{despejando tenemos que: } F = \frac{Fr}{\mu} \rightarrow F = \frac{2000N}{0.15} \rightarrow F = 13.3334kN$$

Ahora para los tornillos:

$$kb = \frac{At E}{lt} \quad \text{donde para un tornillo de } d = \frac{5}{16} \text{ in} \quad At = 0.058 \text{ in}^2$$

$$E = 30 \text{ kpsi} \quad \text{y } lt = 5 \text{ mm} \quad \text{entonces resolviendo } kt = 8.8392 \text{ Mlbs}$$

$$km = \frac{\pi E d 0.577}{2 \ln \left(5 \left(\frac{0.577 lt + 0.5 d}{0.577 lt + 2.5 d} \right) \right)} \rightarrow km = 20.6940 \text{ Mlbs}$$

$$C = \frac{kb}{kb + km} \rightarrow C = 0.2993$$

$$\sigma_e n = Sa \rightarrow n = \frac{Sa}{\sigma_e} \quad \text{donde } \sigma_e = \frac{Fb - Fl}{2 At} = \frac{C F}{2 At} \rightarrow$$

$$\sigma_e = \frac{C F}{2 At N_{\text{tornillos}}}$$

$$Sa = \frac{Sut - \frac{Fl}{At}}{1 + \frac{Sut}{Se}} \quad \text{donde } Fl = 0.75 Fp \quad \text{y } Fp = At Sp \quad \text{con } Sp$$

$$= 120 \text{ kpsi}$$

nos queda $F_1 = 5220\text{lbs}$

$S_e = 23,2\text{kpsi}$ (tornillos grado 8 SHILEY 3ra Edición)

$S_{ut} = 150\text{kpsi}$ (tornillos grado 8 SHILEY 3ra Edición)

$$S_a = \frac{150\text{kpsi} - 90\text{kpsi}}{7.4655} \rightarrow S_a = 8.0369\text{kpsi}$$

entonces tenemos que $\left(\frac{C F}{2 A_t N_{\text{tornillos}}}\right)n = S_a$

despejando el número de tornillos con $n = 4$ nos queda

$$N_{\text{tornillos}} = \frac{C F n}{2 A_t S_a} \rightarrow N_{\text{tornillos}} = 3.8492 \rightarrow \boxed{N_{\text{tornillos}} = 4}$$

3.2.9. Cálculo y selección de los rodamientos

3.2.9.1 Cálculos y selección de rodamientos con soporte de pie



Figura 3.39. Rodamientos con soporte de pie

Una vez realizado el cálculo del eje, se tiene como requisito mínimo el diámetro interno del rodamiento y según el diseño del equipo el posicionamiento de estos. Con estos datos y las cargas máximas a las cuales pueden estar sometidos se procede al cálculo.

Los rodamientos empleados para los soportes del eje son dos (2) como estos no están sometidos a cargas axiales y teniendo en cuenta que están a una distancia

de 0.16m entre ellos y 0.7m de la excéntrica se sabe que las cargas son 2875N y 875N respectivamente.

Del manual SKF

$$P = XFr + YFa$$

De la tabla 1 del manual se obtiene $X = 1$; $Y = 0$ y $e = 0.31$

$$Fr = 2875N$$

$$Fa = 0$$

$$P = XFr + YFa$$

$$P = 2875N$$

Con este dato y sabiendo que el diámetro interno es de 25.4mm se procede a la selección de la unidad soporte de pie con rodamiento SY1.TF con las siguientes características.

$$D = 25.4mm$$

$$C = 14 KN$$

$$Co = 7.8 KN$$

$$V_{\text{dinámica}} = 7000rpm.$$

Para el segundo rodamiento la carga es 875N, por lo tanto cumple con los requerimientos.

Para calcular la duración de los rodamientos, expresada en número de revoluciones se utiliza la siguiente ecuación $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$ donde:

L= duración nominal expresada en millones de revoluciones;

C= capacidad de base dinámica del rodamiento,

P= carga equivalente sobre el rodamiento;

p= 3 para rodamientos de bola.

Sustituyendo $L = 115.47$

La relación entre la duración en millones de revoluciones y la duración en horas de funcionamiento, se puede expresar como

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{1000000}$$

donde:

L_h = duración nominal en horas de funcionamiento;

n = velocidad en revoluciones por minuto.

$$\boxed{L_h = 1070 \text{ Horas}}$$

3.2.9.2. Cálculo y selección de los rodamientos lineales.



Figura 3.40. Rodamiento lineal

La fuerza máxima para estos rodamientos se calcula con el ángulo de apertura máxima de la biela 14.3° y la fuerza máxima $F = 2000N$. Por lo tanto la componente horizontal de la fuerza es de $F = 485N$.

Esta fuerza se divide en los dos (2) rodamientos que contiene el plato alternante y como se tiene la dimensión del diámetro de las guías se procede a la selección del rodamiento THK 20-30 con las siguientes características.

$$d = 20\text{mm.}$$

$$D = 30\text{mm.}$$

$$C = 863\text{ N.}$$

$$C_o = 1370\text{N.}$$

Como C es mayor que 2425N que es la carga máxima a la cual puede estar sometido el rodamiento, este se ajusta al diseño.

3.3. Cinemática de la máquina

3.3.1. Sistema excéntrica-biela

Para garantizar el correcto funcionamiento cinemático de la máquina de ensayos de fatiga se procede a estudiar las partes móviles.

El principio de movimiento es un sistema excéntrica-biela que permite convertir el movimiento giratorio continuo de un eje en uno lineal alternativo en el pie de la biela.

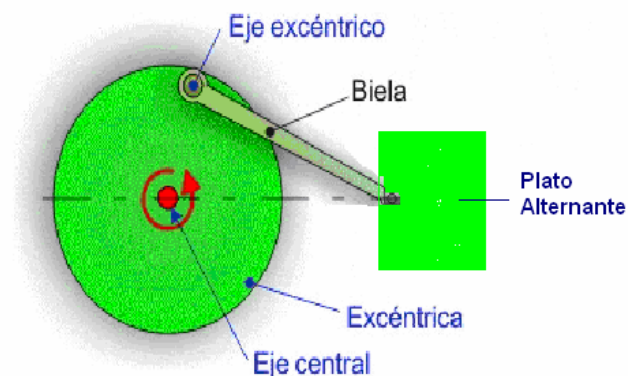


Figura 3.41. Sistema excéntrica-biela

Este sistema se puede describir como dos elementos que se encuentran unidos entre sí, generándose un movimiento relativo llamado par cinemática. Este par posee un movimiento relativo de rotación, por lo que se debe buscar el ángulo máximo (α_i) que puede rotar la biela con respecto a la manivela, partiendo de una posición inicial, para garantizar que el sistema no se tranque. El ángulo de rotación de la biela con respecto a la excéntrica es de 360° , lo que garantiza que este sistema no se trancará.

En el caso del eje del motor y el acople, todos los elementos giran en el mismo sentido por lo que existe una sincronización. No siendo necesario el cálculo cinemática.

3.3.2. Sistema mordaza-soporte

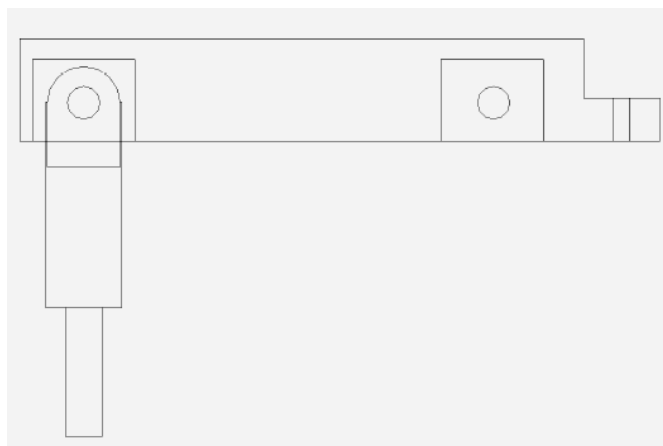


Figura 3.42. Sistema mordaza-soporte posición inicial

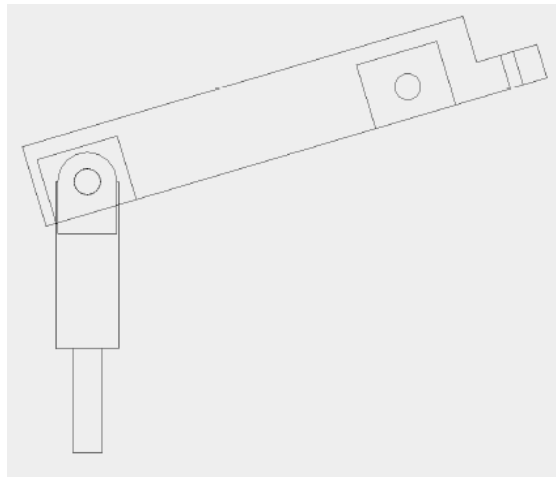


Figura 3.43. Sistema mordaza-soporte rotado posición final

Como el desplazamiento máximo de la excéntrica es 30mm y la longitud entre los pasadores es 160mm se tiene $\tan \alpha = \frac{30}{160} = 10.61^\circ$.

Ahora como el soporte tiene un diámetro de 30mm y tiene una terminación en oreja ocurre que al pasar de la posición inicial a la posición final la distancia media es 15mm, por lo tanto, haciendo un cálculo simple $x = \frac{15}{\cos \alpha} = 15.26\text{mm}$.

Como la ranura que se realizó es de 40mm es mayor 30.52mm, se asegura que nunca va a colisionar (trancar el mecanismo).

3.4. Estudio utilizando software de diseño.

Se realizó un estudio en algunas piezas de la máquina de fatiga, del factor de seguridad, esfuerzo y desplazamiento utilizando un paquete de análisis de elementos finitos llamado COSMOWORKS del software SOLID WORKS.

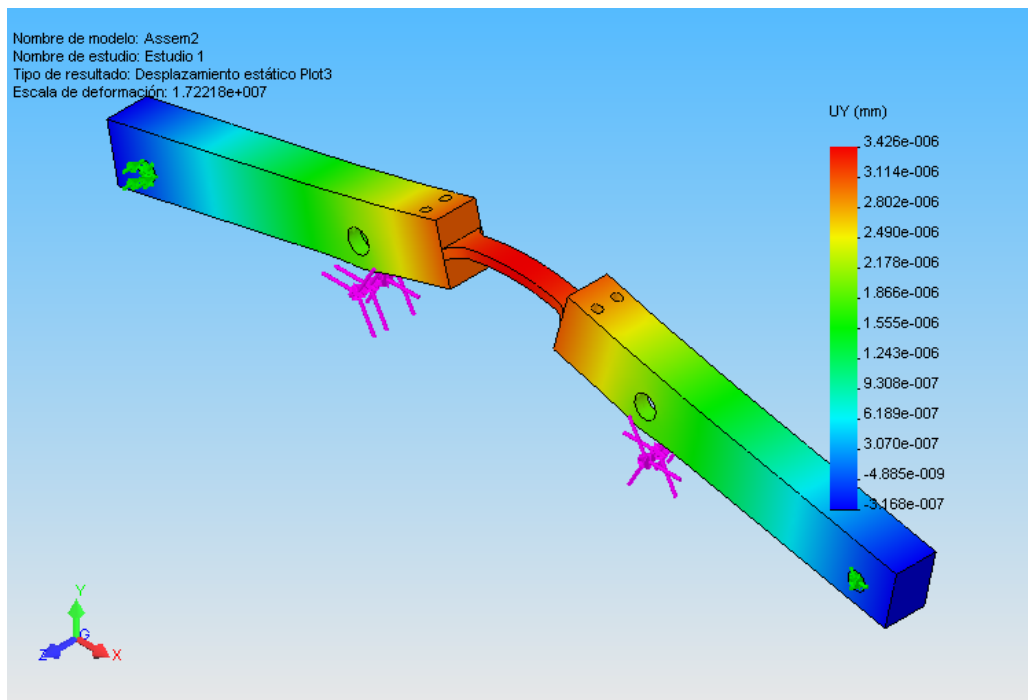


Figura 3.44. Análisis de desplazamiento del conjunto mordaza-especimen

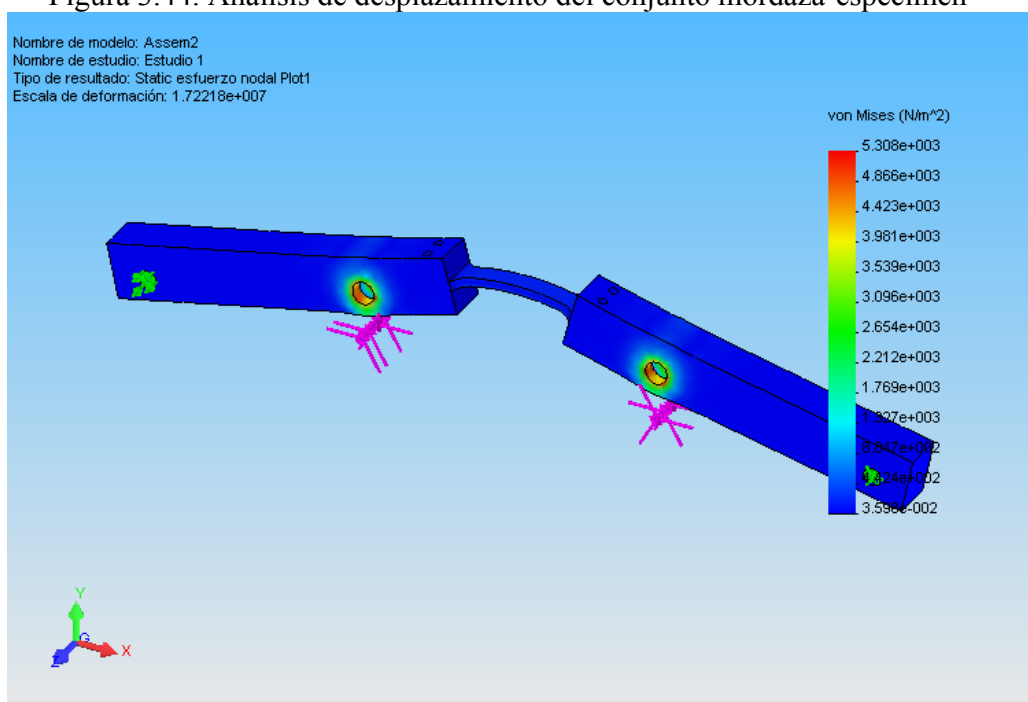


Figura 3.45. Análisis de esfuerzo del conjunto mordaza-especimen

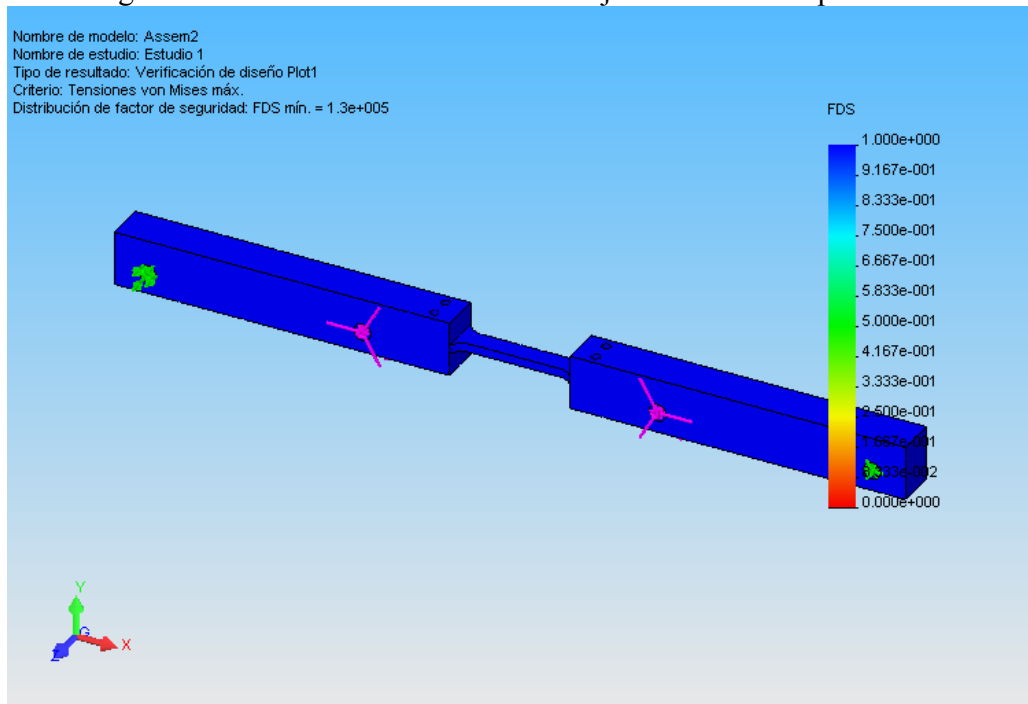


Figura 3.46. Análisis de factor de seguridad del conjunto mordaza-especimen

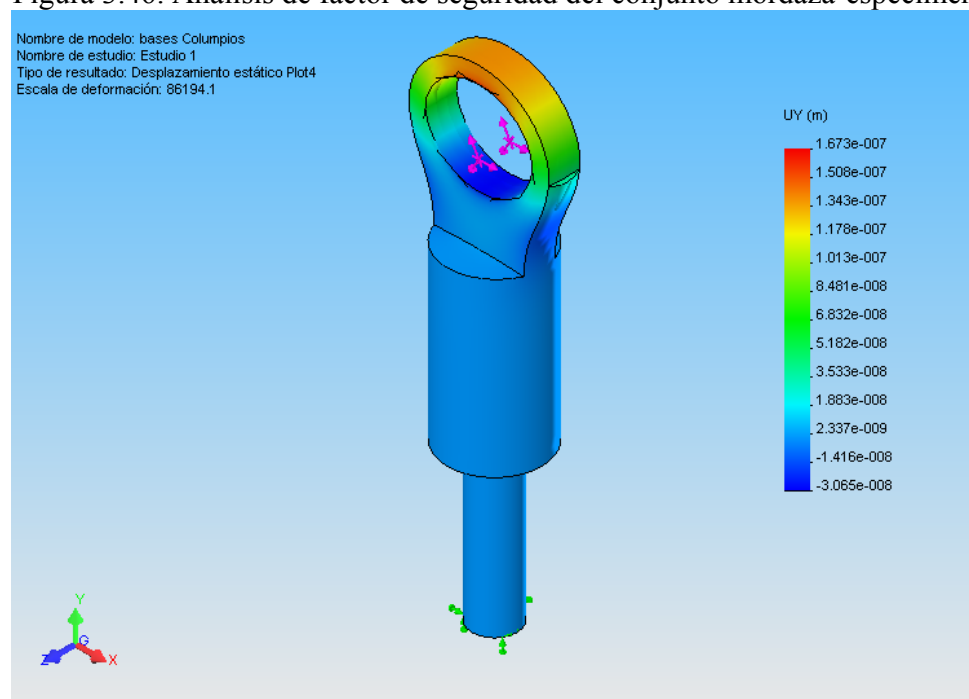


Figura 3.47. Análisis de desplazamiento de la base de mordaza

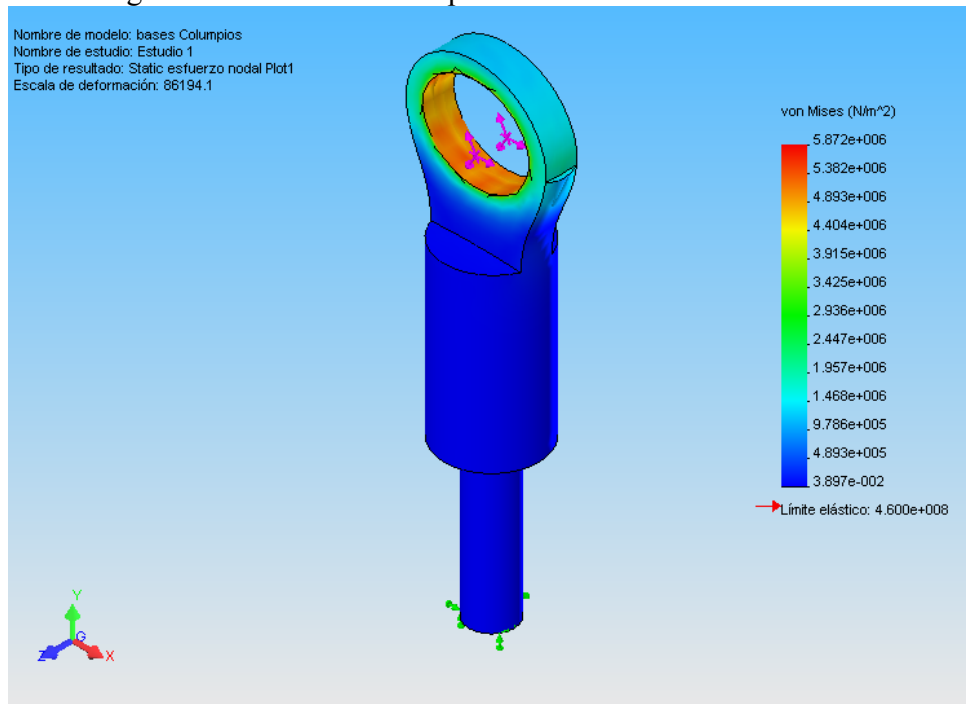


Figura 3.48. Análisis de esfuerzo de la base de mordaza

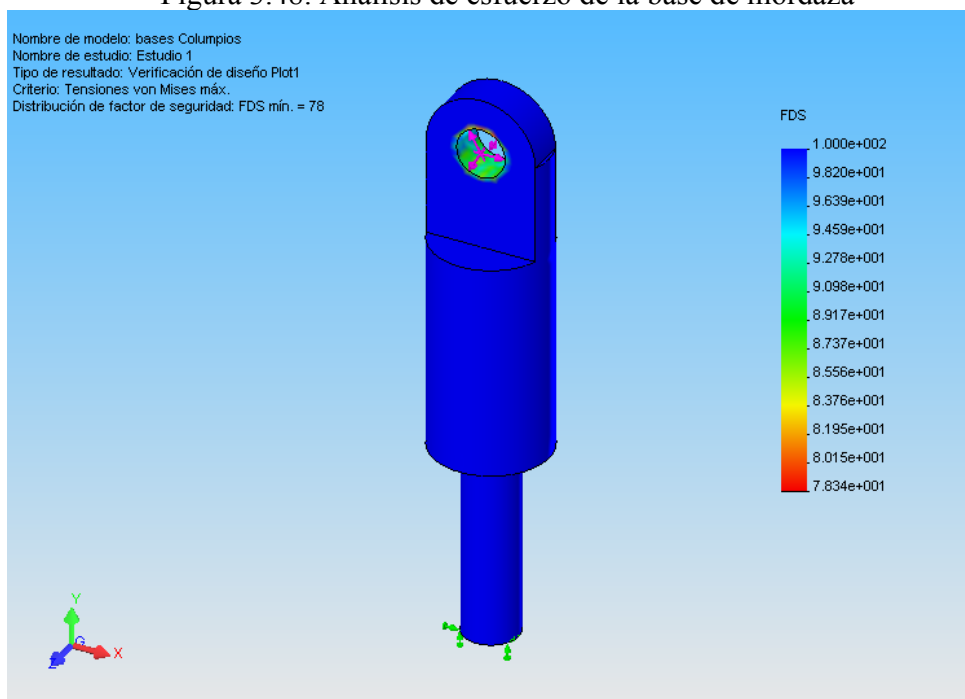


Figura 3.49. Análisis de factor de seguridad de la base de mordaza

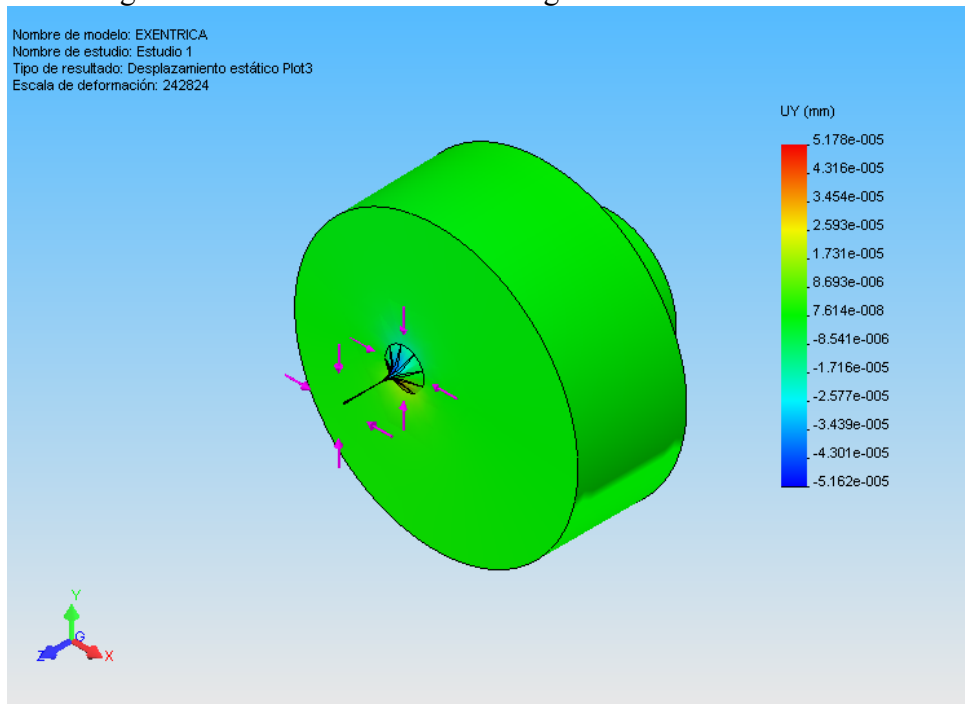


Figura 3.50. Análisis de desplazamiento de la excéntrica

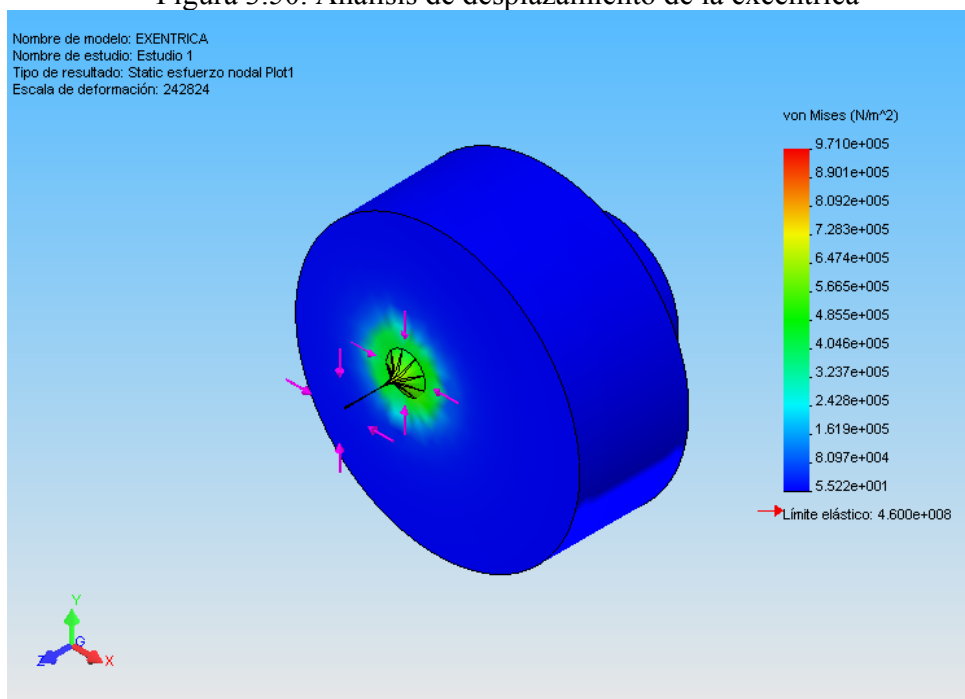


Figura 3.51. Análisis de esfuerzo de la excéntrica

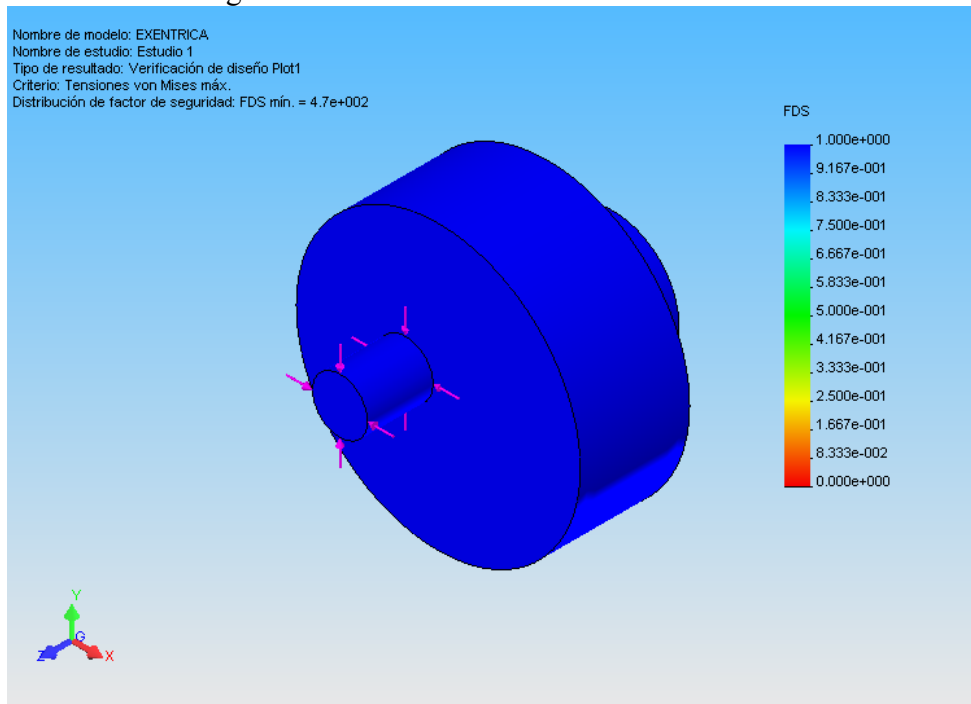


Figura 3.52. Análisis de factor de seguridad de la excéntrica

4. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA DE MUESTRAS PLANAS POR FLEXIÓN ALTERNATIVA

4.1. Construcción de la máquina

Una vez realizado los cálculos y los planos se dispone a la construcción de la máquina. Con tal fin, se procede a la búsqueda de un taller o un centro de mecanizado que conlleva a la interacción con los técnicos, los cuales dan su opinión valiosa, debido a la gran experiencia, con respecto al funcionamiento y la forma de cómo hacer algunas modificaciones con el único propósito de disminuir tanto el costo como los procesos de maquinado, con el fin de lograr un excelente trabajo con un menor tiempo de respuesta y bajo costo.

Pese a las modificaciones realizadas, el diseño cumple con las especificaciones y limitaciones originales. Estas variaciones podrían parecer un error en el proceso de diseño pero realmente y muy por el contrario, es un avance para el mejoramiento del proyecto final.

Para la construcción de la máquina se hace necesario el desarrollo de todos y cada uno de sus componentes y elementos; a continuación se describe el proceso de fabricación de cada uno de ellos.

4.1.1. Mordaza

Se compró un tocho de acero P20 y utilizando el cepillo se llevó un milímetro por encima de las medidas finales. Luego, se rectificó llevando el tocho a la medida. Seguidamente la pieza se roció con azul de prusia para poder dibujar los centros de los agujeros, luego con un centro punto se marcaron dichos agujeros para luego ser llevados al taladro de banco y con una mecha se

realizaron dichos agujeros de 12.7 mm. Para mejorar el acabo de los agujeros se empleó un escariador.

Empleando la fresa se realizaron los canales que se encuentran dispuestos en los extremos hasta una profundidad de 25mm. Luego utilizando la sierra se cortó uno de los extremos de la pieza y se llevó a la medida con la fresadora con el fin de obtener el plano donde se colocara la muestra. Sobre este plano final se realizaron dos agujeros empleando igualmente el proceso anterior y finalmente se le realizó la rosca empleando un macho de $\frac{1}{4}$ de pulgada.

4.1.2. Fijador de muestra

Se compró un tocho de forma cuadrada de acero P20 con un tamaño aproximado a las medidas finales y utilizando el cepillo se llevó a la medida un milímetro por encima, luego en la rectificadora se llevó a la medida exacta, dándole así el acabado, luego con el taladro de banco se le realizaron dos agujeros pasantes y finalmente se le realizó una rosca de $\frac{1}{4}$ de pulgada, utilizando el macho respectivo.

4.1.3. Excéntrica

Para la construcción de la excéntrica se compró un tocho redondo de acero AISI 1045, llevándose a la medida con el empleo del torno. Este se divide en cuatro piezas:

- Tapa: utilizando la sierra se cortó uno de los extremos con una medida de diez (11) milímetros de espesor y fue llevado a la medida exacta en la rectificadora para luego darle un acabado. Luego, se le abrió un agujero excéntrico utilizando el proceso antes explicado y con una medida de 66mm. En uno de sus extremos se realizaron dos (2) descargas, también

excéntricas de 29 y 85 mm respectivamente y con tres milímetros de profundidad. Todo esto se realizó en el torno. Posteriormente se abrieron cinco (5) agujeros con una broca de 5/16 empleando el taladro de banco.

- **Contratapa:** utilizando el otro extremo del tocho se le hizo un careado con una profundidad de 20mm, luego se realizó un cilindrado interno de 25.40mm y una profundidad de 30mm. Perpendicular a esto se realizaron dos (2) perforaciones roscadas de 5/16 pulgadas con el fin de colocar un prisionero. En el otro extremo del tocho se le hicieron dos descargas excéntricas de 29 y 85 mm respectivamente y con siete milímetros de profundidad; concéntricas a esas descargas se les realizó un cilindrado interno de 16 y 4mm respectivamente a una profundidad de 15mm. Finalmente se realizaron cuatro (4) agujeros de diámetro 5/16 pulgadas cada uno.
- **Corona:** se compró un tocho redondo de acero AISI 4140 de 84mm de diámetro. Ambas caras se refrentaron en el torno para llevarla a su medida. En una de estas se realizó un careado para obtener un diámetro de 40mm y una profundidad de 8mm. En el otro extremo se realizó otro careado con un diámetro de 66mm y una profundidad de 37mm. Continuando en ese extremo se desplazó el centro de la pieza 15mm con respecto a su centro utilizando el plato de cuatro garras para luego realizarle un careado de 30mm de profundidad y obtener un diámetro de 25.40mm, excéntrico a la pieza.

Con ayuda del plato divisor y la fresa, en el diámetro mayor se realizó un fresado de diente recto, con un total de 46 dientes.

Tomando en cuenta que en este último cilindro se va a colocar un rodamiento, se hace necesario realizarle un tratamiento térmico que consiste en: obtener mediante un horno una temperatura de 830°C para luego introducir la pieza a tratar por un tiempo de 20 minutos, este tiempo fue necesario para poder obtener un color rojo característico de este tratamiento, inmediatamente se retiró del horno y se introdujo en aceite a temperatura ambiente hasta enfriar la pieza; de esta manera se garantiza el temple. Seguidamente se procedió a medir la dureza de la misma, alcanzando un valor de 57 Rc.

- Piñón: Se compró un tocho redondo de igual material que la corona y utilizando el torno se llevó a la medida de 28mm de diámetro y 18mm de largo. Luego se realizó un escariado de 8mm de profundidad y 16mm de diámetro. Seguidamente se realizó un taladrado de 5/16 pulgadas de diámetro en el centro de la pieza. Al igual que en la corona se realizó un fresado de diente recto con un total de 14 dientes.

4.1.4. Plato Alternante

Se compró un tocho de acero P20. Empleando el cepillo se llevaron cuatro (4) de las caras del tocho a un milímetro por encima de las medidas y utilizando el torno se llevaron igualmente a un milímetro por encima de las medidas las dos (2) caras restantes, para luego obtener sus medidas reales con la rectificadora. Seguidamente utilizando el mismo proceso que en la mordaza, se realizaron tres (3) agujeros y los dos (2) agujeros restantes donde se le colocarán las rolineras lineales que a su vez serán atravesadas por las guías, se realizaron en el torno con el plato de sujeción de cuatro (4) garras y colocando la broca en el contrapunto. Seguidamente se le realizó un canal utilizando la fresa de 10mm.

4.1.5. Bases de Mordazas

Se compraron cuatro (4) tochos cilíndricos de acero AISI 4140 y de diámetro 30mm. En el torno se le realizó un cilindrado en uno de los extremos para así llevarlo a la medida, este nuevo diámetro posee un roscado que se realizó en el torno; de estas cuatro piezas a dos se le hicieron un roscado de 1/2UNF y en las dos restantes de 9/16UNF. En el otro extremo de los cilindros y empleando la fresa con ayuda del plato divisor, se eliminó la forma cilíndrica para llevarla a rectangular. Con el fin de obtener la terminación en oreja o saliente de fijación se le realizó por último un agujero de ½ pulgada, que es el diámetro de los pasadores que por ellos van a pasar.

4.1.6. Guías

Se compró un tocho redondo de acero AISI 4340 de 20mm de diámetro y se cortó con una sierra para poder realizar 2 guías. Mediante el taladrado se realizó un agujero paralelo al eje con una profundidad de 1 ½ pulgada y un diámetro de 3/8 pulgadas para el roscado final realizado con un macho. Para obtener el largo requerido de 138mm se utilizó el torno y luego se le realizó un avellanado. Tomando en cuenta que por las guías pasan unos rodamientos se le aplicó el mismo tratamiento térmico descrito en la parte anterior.

4.1.7. Eje

Se compró un tocho redondo de acero AISI 4340 de 1 pulgada de diámetro. Se llevó a la medida requerida de 300mm de largo mediante el torno y con la fresadora se le realizó un chavetero de 5/16 pulgadas.

4.1.8. Cuerpo de la máquina

Se compraron tres placas de acero estructural ASTM A36 con un espesor de 12mm, las cuales se cortaron con una guillotina hidráulica para llevarla a las siguientes medidas: dos de 400 x 600mm respectivamente y una de 700 x 800mm respectivamente. Utilizando el taladro se le realizaron agujeros, en el caso de las dos láminas con las mismas dimensiones se hicieron 3 agujeros 1/2 pulgada de diámetro y en la otra placa se realizaron 4 agujeros en lados opuestos de la misma cara, con un diámetro de 1/2 pulgada y en otro de los lados de la misma cara se realizaron dos agujeros de 1/2 pulgada y dos agujeros de 35mm respectivamente.

Finalmente a una de las placas se soldaron dos perfiles S (sección de viga I), permitiendo de esta manera servir de soporte para el motor y dos perfiles C con una placa de 200 x 140 x 12.5 que soportan las chumaceras.

4.2. Selección de Materiales

Para la selección de los materiales a emplear en la construcción de la máquina se deben tomar en cuenta varios factores:

1. La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga.
2. La cantidad y disponibilidad.
3. Tipo de mecanizado u operación.
4. Estado inicial del material a trabajar.
5. Costo de los materiales.

Como primer factor a tomar en cuenta para la realización de los cálculos y a su vez la construcción, es la resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga y con este factor calcular el fallo de las piezas a cargas variables, determinando así las dimensiones finales de cada una de las mismas.

Después de obtener los posibles materiales a utilizar, se debe realizar un estudio de mercado para verificar y garantizar la existencia de los mismos, así como las dimensiones en las que se consiguen. Seguidamente la factibilidad del mecanizado y por ende la operabilidad.

Finalmente el estado inicial del material a trabajar y el costo del mismo, forma parte fundamental de una efectiva construcción.

En la fabricación de la máquina se utilizaron diferentes materiales, como:

- AISI 1045: con la siguiente composición química, C (%) = 0.44, Si (%) = 0.25, Mn (%) = 0.7.[12]

Es un acero fino al carbono de alta calidad; templabilidad garantizada. Gran pureza, lograda con un proceso especial de fabricación y estricto control de calidad. Se aplica para la construcción de maquinaria en general para partes y piezas expuestas a exigencias medianas, desgaste por fricción, etc.

Este acero se encuentra fácilmente en el mercado y su costo es uno de los más económicos. Este material es empleado para realizar la mayor parte de las piezas de máquina, entre ellas: la biela, las placas guías, las barras calibradas que dividen y sostienen las placas entre ellas, el disco, etc.

- AISI 4340: con una composición química, C (%) = 0.34, Si (%) = 0.3, Mn (%) = 0.5, Cr (%) = 1.5, Mn (%) = 0.2, Ni (%) = 1.5.

Es un acero de especial resistencia a la tracción y torsión. Muy buena resistencia al desgaste y al impacto. Se suministra un estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional. Utilizable a temperaturas de hasta 500 °C. Sin perder su bonificación a 95 – 115 kg/mm² y liberado de tensiones. Se utiliza para partes sometidas a esfuerzos dinámicos muy altos y viene en estado de temple y revenido que mejora su resistencia.

Tiene una resistencia a la tracción de 120.895 – 163.564 psi y un límite a la fluencia de 92.419 – 106.672 psi. Este acero se encuentra fácilmente en el mercado. Este material es empleado para realizar tanto el eje principal como el eje del compresor del resorte, también es utilizado en el pasador de la molinera del eje del motor.

- AISI P20: con una composición química, C (%) = 0.32-0.38, Si (%) = 0.3, Mn (%) = 1.5, Cr (%) = 1.75-2.00 y Mo (%) = 0.20-0.38.

Es un acero forjado, bonificado a 285 – 335HB (28/36HRC), de gran tenacidad y excelente resistencia al desgaste, con buena maquinabilidad y gran brillo. Cementable o Niturable. Apto para cromado duro y tratamiento galvánico.

Dentro de sus aplicaciones: moldes para la transformación de materiales plásticos, armazones de moldes para la industria del plástico y para piezas en la construcción de maquinaria y útiles en general (similar, en este caso, al CN 4340). Estado de entrega: bonificado a aproximadamente 1000N/mm² (300HB) por lo tanto no requiere tratamiento térmico.

- AISI 4140: con una composición. C (%) = 0.40, Si (%) = 0.30, Mn (%) = 0.70, Cr (%) = 1.10 y Mo (%) = 0.20.

Acero especial para bonificación con aleación al cromo-molibdeno. Muy resistente a la torsión; buena resistencia al desgaste y al impacto. Se suministra en estado bonificado lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional. Utilizable en temperaturas de hasta 450°C, sin perder su bonificación. Equivalente a AISI 4142 y ASTM A-193 grado B7, indicado cuando se exige alta resistencia a la tracción y alta tenacidad.

Amplia aplicación en la construcción de vehículos, engranajes y motores. Partes de maquinarias y repuestos, tales como árboles de transmisión, brazos de ejes, ejes de bomba, ejes cardán, cigüeñales, pernos y tuercas, bielas, árboles, pines, émbolos, etc., como las aplicaciones del VCN 150, pero donde las exigencias son menos estrictas. Para moldes para la inyección de plástico.

- Acero estructural ASTM A36: con una composición. C (%) = 0.23, Si (%) = 0.40, Mn (%) = 1.35, S (%) = 0.04 y P (%) = 0.035.

5. MANUAL DE OPERACIONES

5.1. Descripción General

Este equipo fue diseñado y construido para realizar ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa.

El principio de funcionamiento de la máquina se basa en el cambio de movimiento rotatorio de un motor eléctrico a un movimiento lineal alternativo, este cambio de movimiento se realiza a través de un eje acoplado al motor el cual esta soportado por dos chumaceras y fijo al otro extremo a un sistema excéntrica-biela, en el pie de la biela se conecta un plato alternante en el cual se fijan dos bases de mordazas, estas a su vez se unen a las mordazas por medio de un pasador igualmente las mordazas son vinculadas al cuerpo de la máquina con otras bases. Permitiendo de esta forma que la muestra que esta empotrada a las mordazas se encuentre sometida a ciclos de inversión completa por flexión alternativa con momento constante.

La velocidad máxima a la que puede ser sometida la muestra es de 1780 R.P.M. y el desplazamiento máximo de la máquina es de 3cm.

5.2. Descripción detallada

5.2.1. Descripción del motor

Motor eléctrico trifásico de inducción marca Siemens de 3HP, modelo 1LA7 096-4YA60 de 1780R.P.M cuatro polos, con alimentación eléctrica de 220V, y un torque nominal de 12.51Nm.

5.2.2. Descripción del acople

Acople de hierro con estrella de goma, tamaño 65 y de marca Coupling.

5.2.3. Descripción de los rodamientos y soportes de rodamientos

Rodamientos SKF en Y con soporte de fundición y prisionero.

El modelo de la unidad del rodamiento es SYH 1TF con las siguientes características diámetro 10mm, C 14KN, Co 7.8KN y un velocidad limite de 7000 R.P.M.

Rodamientos lineales THK 20-30 con las siguientes características diámetro interno 20mm, diámetro externo 30mm, C 863N y Co 1370N.

5.2.4. Descripción de la excéntrica.

La excéntrica ajustable se encuentra conformada por un tornillo-piñón, una corona, una tapa, una contratapa y cuatro tornillos de sujeción. Las piezas son de acero para herramientas. Esta se encuentra fijada por dos prisioneros al eje con una distribución de 90 grados. La biela se conecta a la excéntrica a través de un rodamiento permitiendo el giro libre y es sujeta por dos arandelas y un tornillo.



Figura 5.53. Elementos de la excéntrica

5.2.5. Descripción biela plato alternante.

La biela esta conectada al plato por medio de un pasador y gira libre a través de un rodamiento que se encuentra entre el pasador y la biela, el plato es guiado por dos barras de acero solidarias al cuerpo de la máquina, en el interior del plato se tienen dos (2) rodamientos lineales con el fin de disminuir el roce entre el plato y las guías.



Figura 5.54. Biela-plato

5.2.6. Descripción bases de mordazas y mordazas.

Las mordazas de la máquina se conectan a las bases de mordazas por medio de pasadores, y estas se fijan al plato y al cuerpo de la máquina de forma roscada con tuercas.



Figura 5.55. Mordazas- bases de mordazas.

5.3. Diseño de la Probeta

La probeta para realizar el ensayo debe cumplir con las especificaciones que se muestra a continuación.

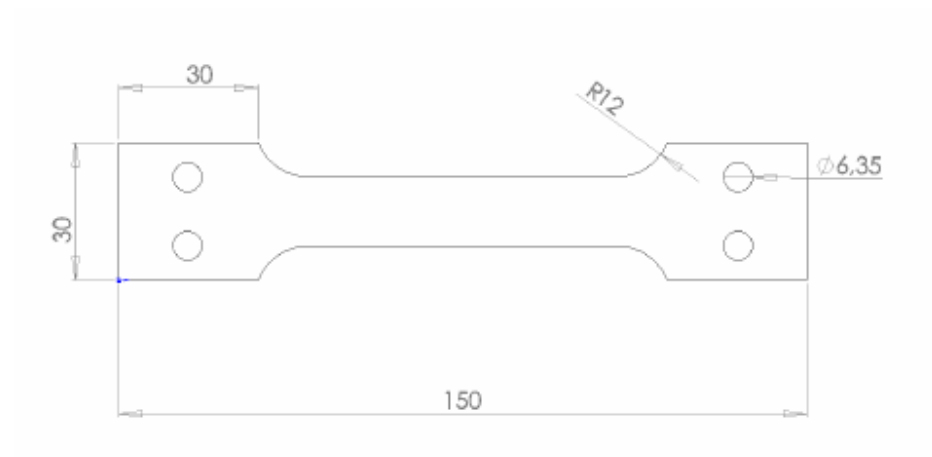


Figura 5.56. Dimensiones de la probeta en mm.

La probeta es plana de sección rectangular, el espesor de la probeta no puede exceder a una medida mayor de 6.35mm. La norma ASTM E647

5.4. Instalación del equipo

5.4.1. Dimensiones

Aproximadamente las dimensiones de la máquina son:

- Largo: 80cm;
- Ancho: 70cm;
- Alto: 55cm.

5.4.2. Peso

El peso aproximado de la máquina es de: 137kg.

Pieza	Peso (kg)
Base mordaza pequeña	0.45
Base mordaza grande	0.73
Mordaza	1.87
Excéntrica	6.04
Cuerpo	104.71
Motor	14.90
Chumaceras	0.73
Plato alternante	3.13
Eje	1.19

Tabla 5.5. Cuadro de pesos

5.4.3. Montaje

La máquina está apoyada sobre cuatro bases amortiguadas, se recomienda anclarla a una estructura lisa y rígida con ocho (8) pernos, de esta manera se garantiza su estabilidad y evitar así vibraciones que afecten el correcto funcionamiento durante el ensayo.

5.4.4. Montaje de la probeta

Se debe tomar en cuenta una cantidad de pasos que deben ser respetados progresivamente:

- Se aflojan los cuatro (4) tornillos principales de la excéntrica con su respectivamente llave Allen.
- Para colocar el desplazamiento se introduce una llave Allen en el tornillo-piñón y girando éste, se desplaza la marca que presenta la corona sobre la escala hasta alinearlas en la medida deseada por el operador de la máquina.
- Luego de establecida la distancia, los tornillos se vuelven a apretar.

- Antes de colocar la probeta, se debe verificar que ésta cumpla con las medidas establecidas y que no tenga discontinuidades como golpes o ralladuras, que puedan alterar el resultado del ensayo.
- La probeta se debe limpiar hasta que no tenga ningún elemento que pueda interferir con el correcto agarre de las mordazas.
- Seguidamente, se procede a colocar la muestra sobre las mordazas y luego los fijadores de las mordazas sobre la probeta. Luego, se aprieta este conjunto con cuatro tornillos Allen.

5.5. Cableado.

La máquina deberá ser conectada a una fuente trifásica de 220VCA (60Hz).

5.6. Activación de la máquina

Se conecta el arrancador a la toma de corriente de 220V y utilizando el click ON se enciende.

5.7. Parada de la máquina

Cuando el ensayo se termina o se desea pararlo, se pulsa el click OFF y este se apaga.

6. VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO

Luego de construida cada una de las piezas que comprenden la máquina se procedió a verificar el funcionamiento del equipo.

6.1. Desplazamiento

Para verificar que el desplazamiento producido por la excéntrica sea el mismo desplazamiento de los puntos de aplicación de la fuerza en las mordazas, se utilizó un reloj comparador para medir desplazamientos. Instalando el reloj comparador y haciendo contacto con un punto en el pasador, se accionó manualmente el mecanismo sin desplazamiento. El resultado de la medición fue una fluctuación en el reloj de **0.5mm**, lo que significa que la excéntrica presenta una precisión de **$\pm 0.5mm$** .

Así mismo se hizo rotar la excéntrica hasta llegar en la escala graduada a un desplazamiento de 4mm y se midió el desplazamiento en el pasador con la ayuda del reloj comparador, el cual presentó la misma variación, es decir que la medida en el pasador fue de **4mm \pm 0.5**.

6.2. Arranque y operación.

Para el arranque del equipo se contó con un variador de frecuencia para un motor de 3HP marca ALTIVAR perteneciente al laboratorio de instrumentación de la EIM de Universidad Central de Venezuela, el cual se conectó al motor.



Figura 6.57. Equipo de verificación

Siguiendo las pautas establecidas en el manual de operación del equipo se procedió a instalar la muestra en las mordazas y se realizaron distintas pruebas de operación al equipo.

Para controlar el variador de frecuencia se utilizó el software ATV16 instalado en un computador de escritorio, este software tiene una presentación de pantalla de ventana y permite controlar y monitorear una serie de parámetros como lo son: la velocidad de giro, aceleración, deceleración, velocidad máxima y mínima de giro, la frecuencia y el consumo de potencia.

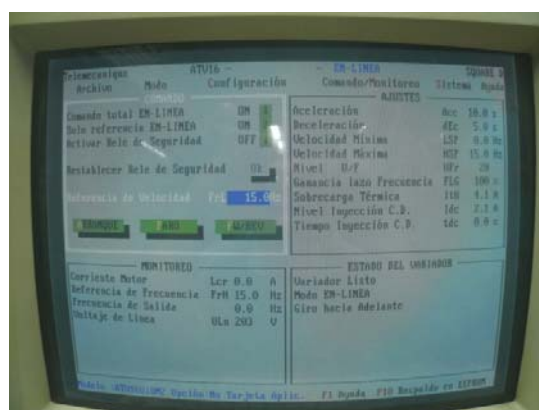


Figura 6.58. Software de control

Con el uso de este dispositivo se arrancó el motor a distintas velocidades, con distintas aceleraciones y se varió la frecuencia sobre la marcha obteniendo como resultado un desempeño óptimo del equipo en general, incluyendo todos sus componentes tanto móviles como fijos.

7. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa de alto ciclaje para muestras planas.
- Se aplicó la metodología del diseño propuesta por Oscar Barajas, demostrándose que la utilización de sus postulados son capaces de producir una convergencia hacia una solución viable, que nos permitió obtener una solución que luego se pudo concretar en los talleres de la escuela de ingeniería mecánica.
- Se construyó la máquina de ensayos de fatiga con materiales que se encuentran disponibles en el país, se utilizó tecnología nacional y bien importante, totalmente construida en los talleres de la escuela de Ingeniería Mecánica.
- Con la construcción esta máquina para realizar ensayos de fatiga a flexión alternativa y momento constante y con posibilidad de realizar ensayos a alto ciclaje, se coloca al laboratorio de ensayos mecánicos de la escuela de ingeniería mecánica en capacidad de realizar cualquier sollicitación de fatiga.
- El costo asociado a la construcción de la máquina de ensayos de fatiga fué significativamente menor que el de la adquisición de un equipo con características similares existente en el mercado. Adicionalmente esta máquina no existe en catálogo.

8. RECOMENDACIONES

Observando un excelente desempeño y funcionamiento de la máquina se tienen las siguientes recomendaciones:

- Realizar la calibración del equipo para garantizar los esfuerzos.
- Realizar bases de concreto para mejorar el anclaje de la máquina.
- Realizar modificaciones de manera tal que pueda ser utilizada para realizar ensayos de tracción-compresión.
- Instalar un variador de frecuencia que permita controlar la velocidad de giro del motor y contar la cantidad de vueltas por ensayo.
- Instalar un dispositivo que permita la parada automática cuando se rompa la muestra.
- Estudiar la comercialización del equipo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. American Pocket. Chambers English Dictionary, (2004), México, 2^{da} Edición Editorial Larouse.
2. AMERICAN SOCIETY FOR METALS, (1992), ASM Handbook.- Fatigue and fracture, Vol. 19, Ohio, 4^{ta} Edición.
3. AMERICAN SOCIETY FOR METALS, (1992) ASM Handbook.- Mechanical Testing, Vol. 8, Ohio, 4^{ta} Edición.
4. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, (1976), Fractography, Vol. 12, Ohio.
5. ALBERT, (1896), Stahl und Eisen, Alemania.
6. ALVARES J.,(1978), Análisis y síntesis cinemáticas de sistemas mecánicos. México, Editorial Limusa.
7. BARAJAS O. M., (2003), El Proceso de Diseño en Proyectos de Ingeniería, Bogotá, Editorial Limusa.
8. BEER F.P., JOHNSTON E.R., (1997), Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática, México, 6ta edición, Editorial McGraw-Hill.
9. CASILLAS A. L., (2004), Máquinas.-Cálculos de Taller, España, 38^{va} Edición Artes Gráficas ENCO.
10. DASTKO, J., (1966), Material properties and manufacturing processes. New York, Wiley.
11. DIETER, G., (1986), Mechanical Metallurgy. Tokyo,editorial McGraw-Hill.
12. FERRUM ACEROS C.A., (2005), Catálogo FERUM Aceros C.A., Venezuela, Gráficas Evil II.
13. FORREST, P.G.,(1962), Fatiga de los Metales. Londres, Urmo ediciones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

14. GROOVER M., (1997), Fundamentos de Manufactura Moderna, México, Prentice Hall, 1^{era} Edición.
15. HIBBELER R. C., (1997), Mecánica de Materiales, México, Prentice Hall, 3^{era} Edición.
16. MABIE H., FRED W. OCVIRK, (1990), Mecanismos y Dinámica de Maquinaria, México, Editorial Limusa.
17. MILLANI RODOLFO, (1985), Diseño para Nuestra Realidad, Caracas, Editorial U.S.B., Equinoccio.
18. MOTT ROBERT, (1992), Diseño de Elementos de Máquina, México, Prentice Hall Hispanoamericano.
19. ORLOV P., (1975), Ingeniería de Diseño 1, Moscú, Editorial Mir.
20. ORLOV P., (1975), Ingeniería de Diseño 2, Moscú, Editorial Mir.
21. SABINO C., (1986), El Proceso de Investigación, Caracas, Editorial Panapo.
22. SHIGLEY J. E., (2002), MISCHKE C. R., Diseño en Ingeniería Mecánica, México, McGRAW-Hill.
23. SPOTTS M, Proyecto de elementos de Máquinas, México, Editorial Reverté.
24. THOMPSON M., WADSWORTH N. J., (1958), Metal Fatigue, Advances in Phys.

REFERENCIAS DE INTERNET

25. <http://www.fdinc.com/sheet-plate> [2006, Marzo, 21.]
26. <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=e>. [2006, Junio, 01]
27. <http://www.instron.tm.fr/wa/products/spec equip/> [2006, Octubre, 29]
28. http://www.fi.uba.ar/materias/6716/Fatiga_1 [2007, Enero, 11]

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

29. <http://www.ing.unlp.edu.ar/aeron/catedras/materiales>. [2007, Enero, 11]

PLANOS