

**CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA AUTOMATIZAR ENSAYOS DE
FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS POR FLEXIÓN CANTILEVER**

AUTORES

**MIGUEL ÁNGEL AYALA LIZCANO
OSCAR EDUARDO CASTRO VILLARREAL**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL

BUCARAMANGA

**CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA AUTOMATIZAR ENSAYOS DE
FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS POR FLEXIÓN CANTILEVER**

AUTORES

**MIGUEL ÁNGEL AYALA LIZCANO
OSCAR EDUARDO CASTRO VILLARREAL**

DIRECTOR

Ing. Msc. ALBAN JAIMES SUÁREZ

**TRABAJO DE GRADO REALIZADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL

BUCARAMANGA

NOTA DEL PROYECTO

PÁGINA DE ACEPTACIÓN

Director

Evaluador

Evaluador

Nota del Proyecto

Octubre 29 de 2007

A Dios, por su protección,

A nuestros padres, por su amor y paciencia,

A nuestros hermanos, ¡por existir!,

A Diana, ¡por todo y más!

AGRADECIMIENTOS

A esa fuerza vital que no impulsa a hacer lo correcto, que nos acompaña y protege en todo momento, A Dios.

A la Universidad Autónoma de Bucaramanga, por estos años de experiencias y evolución mutua. Por darnos la oportunidad de crecer como ingenieros y personas.

Al Instituto Colombiano de Petróleo, por todo el apoyo tecnológico y profesional.

A Mauricio, quien más que un asesor, fue un maestro, y nos permitió ver más de cerca la mecánica del diseño y la construcción de nuestra maquina.

A grandes compañeros y colegas, que siempre nos brindaron su consejo en momentos de incertidumbre.

Al grupo de docentes de la Facultad de Ingeniería Mecatrónica por todos los consejos, el soporte técnico y las correcciones y aportes durante la elaboración de este trabajo.

A nuestras familias, simplemente por estar allí, por ser nuestro centro y razón de ser, por sacrificar comodidades, tiempo y recursos en pos de nuestra meta. Gracias a nuestros padres, por ser creadores de este destino.

CONTENIDO

LISTADO DE FIGURAS	09
LISTADO DE TABLAS	11
LISTADO DE ANEXOS	12
INTRODUCCIÓN	13
OBJETIVOS	15
1. ANTECEDENTES	16
2. ESTADO DEL ARTE	18
3. MARCO TEÓRICO	20
3.1. FATIGA	20
3.1.1. Manifestación y Proceso de Falla	21
3.1.2. Análisis del origen de las Fallas por Fatiga	24
3.1.2.1. Nucleación: Origen de la fisura	24
3.1.2.2. Propagación: crecimiento de la fisura	25
3.1.2.3. Rotura	26
3.1.3. Parámetros Característicos	27
3.1.4. Diagrama Tensión - Número de Ciclos (σ -n)	30
3.1.5. Curvas de Wohler	32
3.1.6. Ensayo de fatiga en voladizo o cantilever	34
4. METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECATRÓNICO	37
4.1. INVESTIGACIÓN Y RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN	38
4.1.1. Maquinas de ensayos de fatiga	38
4.1.2. Maquina de Ensayos de fatiga I.C.P.	40
4.2. CONSIDERACIONES INICIALES DEL DISEÑO	41
4.3. DISEÑO MECATRÓNICO	42
4.4. DISEÑO PRELIMINAR	44
4.5. DISEÑO FINAL	45
4.5.1. Diseño Del Sistema Mecánico	46
4.5.1.1. Diseño estructural	46
4.5.1.1.1. Bastidor	46

4.5.1.2. Soportes y empotramientos	47
4.5.1.3. Resultado final del diseño estructural	49
4.5.2. Diseño del sistema de tracción, y sujeción de la probeta	49
4.5.2.1. Sistema de transmisión	49
4.5.2.2. Diseño del eje principal	52
4.5.2.3. Selección de los rodamientos	56
4.5.2.4 Resultado final del diseño del sistema de tracción, y sujeción de la probeta	61
4.5.3. Diseño del sistema de carga	62
4.5.4. Resultado final del diseño del sistema mecánico	64
4.6. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL	65
4.6.1. Selección y cálculos del motor	65
4.6.1.1. Arrancadores y protecciones para el motor	70
4.6.2. Diseño Del Circuito Eléctrico De Control	73
4.6.2.1 Sensores	75
4.6.2.2. Interfaz Con El Computador	76
4.6.3. Programa De Funcionamiento	77
5. PRUEBAS	79
CONCLUSIONES	83
RECOMENDACIONES	84
BIBLIOGRAFÍA	85

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Aspecto esquemático de una fractura por fatiga -----	22
Figura 2. Estructura metálica cristalina-----	25
Figura 3. Ejemplo de la rotura del eje de un motor, Ocurrida por vibraciones de torsión-----	26
Figura 4. Variación de la tensión con las cargas de fatiga-----	28
Figura 5. Diagrama tensión Vs. Número de ciclos -----	30
Figura 6. Material con límite de fatiga -----	31
Figura 7. Curvas de Wohler -----	33
Figura 8. Distribuciones de vida en fatiga -----	34
Figura 9. Esquema del dispositivo de prueba a la fatiga De viga en voladizo rotatoria -----	35
Figura 10. Diagrama de esfuerzo y número de ciclos a la fractura De un acero de herramientas y de una aleación de Al -----	35
Figura 11. Esquema de diseño Mecatrónico -----	37
Figura 12. Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa 1 -----	38
Figura 13. Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa 2 -----	39
Figura 14. Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa 1 -----	39
Figura 15. Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa, I.C.P. -----	40
Figura 16. Esquema de diseño del sistema mecánico -----	42
Figura 17. Esquema de diseño del sistema Eléctrico y de Control -----	43
Figura 18. Diseño preliminar, El autor. -----	44
Figura 19. Placa Base -----	46
Figura 20. Separador -----	46
Figura 21. Ensamble bastidor -----	47
Figura 22. Placa Soporte Chumacera -----	47
Figura 23. Placa soporte contrapeso -----	48
Figura 24. Ángulos de Empotramiento -----	48
Figura 25. Resultado final del diseño estructural -----	49
Figura 26. Sistema se acople directo -----	50
Figura 27. Piezas acople directo (ejes) -----	51
Figura 28. Piezas acople directo (acoples) -----	51
Figura 29. Eje principal -----	55

Figura 30. Soporte rodamiento rígido de bolas ETK 208 (Chumacera) -----	56
Figura 31. Ensamblaje Sistema de tracción y sujeción de la probeta -----	61
Figura 32. Soporte contrapeso -----	62
Figura 33. Contrapeso -----	62
Figura 34. Ensamblaje contrapeso – Sistema de tracción -----	63
Figura 35. Ensamblaje de las piezas del sistema de carga -----	63
Figura 36. Ensamblaje Sistema de carga – Sistema de tracción -----	64
Figura 37. Ensamblaje Sistema de carga – Sistema de tracción – Bastidor -----	64
Figura 38. Relé. -----	71
Figura 39. Interruptor parada de emergencia. -----	72
Figura 40. Diagrama esquemático de bloques circuito eléctrico. -----	74
Figura 41. Tarjeta electrónica, circuito eléctrico. -----	74
Figura 42. Sensor inductivo PRX102-18N. -----	75
Figura 43. Tarjeta NI-USB 6008. -----	76
Figura 44. Ventana principal programa de control. -----	78
Figura 45. Esquema de aplicación de fuerzas y distancias (probeta) -----	80
Figura 46. Diagrama de esfuerzos para diferentes aceros -----	81
Figura 47. Probeta fracturada luego del ensayo de prueba. -----	82

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Guía de valores requeridos de vida nominal Para diferentes clases de máquinas -----	57
Tabla 2. Características Rodamientos rígidos de bolas -----	58
Tabla 3. Factores para el cálculo de los rodamientos Rígidos de una hilera de bolas -----	59
Tabla 4. Características del sensor inductivo PRX102-18N-----	75

LISTADO DE ANEXOS

ANEXO A: MATERIALES -----	87
ANEXO B: PLANOS -----	91
ANEXO C: INFORME SIMULACIÓN EN ANSYS 2008 -----	100
ANEXO D: MANUAL DE USUARIO -----	128

INTRODUCCIÓN

Los materiales metálicos en servicio en la industria metalmecánica, con los cuales son elaboradas las diferentes piezas que componen y hacen funcionar las máquinas, estructuras y muchos elementos de uso general, se encuentran sometidos a estado de esfuerzos de tipo cíclico, generando en ellos fallas por fatiga. Este fenómeno es evaluado de diversas formas dependiendo de la manera en que se aplican las cargas, y de acuerdo a la aplicación que cada material cumple.

En el Oriente colombiano, el número de equipos para desarrollar ensayos de fatiga por flexión cantilever, es de solo uno, el cual se encuentra es el instituto colombiano del petróleo (I.C.P.). Equipo que no se encuentra actualmente en funcionamiento debido a fallas en su mantenimiento, resultando imposible la realización de prácticas e investigaciones en el campo de la fatiga en elementos y piezas construidas con materiales metálicos.

Cuando se diseña maquinaria y estructuras compuestas por materiales metálicos, el ingeniero debe conocer las propiedades del material base seleccionado, los requerimientos en servicio de los componentes y los fundamentos de los procesos de fabricación.

Los criterios de diseño y construcción de componentes metálicos deben cumplir con los requerimientos de un código de fabricación, de tal forma que garanticen un eficiente comportamiento en servicio del producto fabricado. El problema surge cuando las características del material no están totalmente determinadas por el fabricante, o el proceso de selección esta sujeto a variables económicas, debiendo utilizar materiales elaborados en talleres locales con escasa capacidad tecnológica para determinar las características estructurales de los mismos.

Siendo la fatiga una importante propiedad de los materiales metálicos que debe ser evaluada. Ya que una mala selección de el material puede causar graves perjuicios económicos y productivos para una industria. Para la facultad de

Ingeniería Mecatrónica de la UNAB es importante disponer de un equipo de esta naturaleza.

Dentro de las áreas de conocimiento que posee un Ingeniero Mecatrónico de la Universidad autónoma de Bucaramanga, se encuentran las materias; Diseño de elementos de maquinas y Materiales, donde el calculo y predicción de las fallas por fatiga en materiales metálicos forma parte importante en el desarrollo del aprendizaje. Poseer la capacidad de realizar experimentación y de conocer como se realiza industrialmente un ensayo de fatiga, brindaría a los docentes y estudiantes de estas materias una herramienta importante de conocimiento.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar, una máquina para automatizar ensayos de fatiga en materiales metálicos por medio de flexión cantilever.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el diseño mecánico de la máquina para realizar ensayos de fatiga enmarcado en los lineamientos dados por la norma ASTM E 466, E 1150, E 468, E 739.
- Diseñar los sistemas de automatización en los procesos necesarios para realizar ensayos de fatiga en materiales metálicos por medio de flexión cantilever.
- Entregar un prototipo de la máquina de ensayos de fatiga en materiales metálicos por medio de flexión cantilever, donde se puedan realizar la evaluación de esta propiedad y comparar resultados.

1. ANTECEDENTES

En el curso de Diseño de elementos de máquinas, se estudia la fatiga y las repercusiones que ella puede tener en el deterioro de los elementos metálicos, se determina como debe ser evaluada para el diseño de las partes y estructuras de una máquina. ¿Qué métodos de análisis existen?, ¿Cuáles son las máquinas utilizadas para ello? y ¿Cuáles los procedimientos adecuados para realizar los ensayos?

Pero no existe la posibilidad de ejecutar una aplicación práctica de los conocimientos adquiridos, ya que no se cuenta con los dispositivos necesarios para hacerlo. La determinación de construir una maquina para realizar ensayos de fatiga por flexión cantilever¹, surge de la necesidad de caracterizar y conocer las propiedades de los materiales metálicos sometidos a estado de esfuerzos de tipo cíclico. Y como respuesta al mejoramiento de la calidad de el aprendizaje en los programas de diseño e ingeniería de materiales.

A nivel regional, la posibilidad de ejecutar prácticas e investigación acerca de la fatiga en materiales metálicos, es mínima, tan solo se cuenta con una maquina en el Instituto Colombiano de Petróleo (I.C.P), la cual no esta en uso, debido a problemas de mantenimiento. Síntoma claro de la imposibilidad de realizar estudios serios e investigación relacionada con las propiedades de los materiales y sus fallas por fatiga.

Sin embargo en universidades como la Universidad Distrital de Bogotá, la Universidad Nacional de Bogotá, la Universidad de los Andes y la Universidad de Antioquia se desarrollan actividades en este sentido, utilizando dispositivos y maquinaria elaborada para tal fin.

Según el Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE), el sector metalmeccánico en la región, esta compuesto por 290 empresas de diferentes tipos, registradas en la cámara de comercio de Bucaramanga, que representa un 16% de la actividad productiva de la región, un alto porcentaje de la industria

¹ Nombre dado coloquialmente a las vigas y elementos en voladizo.

metalmecánica regional trabaja con conocimientos empíricos e ignorando el avance tecnológico en el ramo. La capacidad de diseño y elaboración de partes metálicas de calidad es reducida a pocas empresas del sector. Por tal motivo el desarrollo de equipos que permitan la investigación y la implementación de nuevas tecnologías y productos hacen relevante el desarrollo del proyecto.

2. ESTADO DEL ARTE

El término “fatiga” fue aplicado por primera vez a una situación práctica por Poncelet en 1839 (Hamrock, 2000), aunque en estos días no se entendía el fenómeno como se conoce en la actualidad, se sabía que las piezas metálicas sufrían rupturas, pero aun no se identificaba la causa de ellas, en 1843 Rankine publicó un estudio donde culpaba a las cargas cíclicas de estas fallas, pero fue el científico alemán August Wohler, quien en 1870 después de una investigación de doce años, explicó y obtuvo las primeras certezas y datos concretos de la resistencia de algunos materiales metálicos a proceso de deterioro.

Durante los últimos 150 años se ha trabajado intensamente para identificar el mecanismo real de las fallas por fatiga, Durante la segunda guerra mundial, el desembolso de recursos para investigación en el área de los materiales fue representativo, logrando en este periodo importantes avances en el conocimiento de las causas y los métodos para determinar las fallas por fatiga.

Las fallas por fatiga son causa de costos importantes para la economía de los países, Un informe del gobierno de los Estados Unidos, de el año 1982, dice que el costo de las fallas asciende a los 100.000 millones de dólares, correspondiente al 3% del producto interno bruto (R.P. Reed, J.H. Smith), cifra muy significativa, que traída a nuestros días sería un indicador importante de la repercusión del fenómeno para el desarrollo de un país.

El costo, también implica vidas humanas, ya que muchos de los productos elaborados con materiales metálicos, son para uso común de las personas, fallas en aeronaves, barcos y automóviles, causan muertes y pérdidas humanas.

El estudio e investigación acerca de materiales metálicos y sus características al ser sometidos a cargas que varían en el tiempo a avanzado y en la actualidad los países desarrollados y las compañías metalmeccánicas, invierten recursos para la investigación y el desarrollo de nuevos materiales más fuertes y duraderos, exigiendo a la par el desarrollo de los equipos de medición de las características de estos materiales.

En Colombia, los equipos existentes son pocos y se utilizan en la academia para el desarrollo de prácticas de estudiantes de ingeniería, se encuentran en las universidades y los centros de investigación. Son dispositivos importados y en pocas excepciones diseñados y fabricados en el país.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. FATIGA

Una de las causas más comunes de falla de los materiales se debe a la Fatiga del material. Los materiales sometidos a cargas fluctuantes o repetidas tienden a desarrollar un comportamiento característico que difiere fundamentalmente del comportamiento bajo cargas constantes. Este “comportamiento diferente” se llama Fatiga.

Llamaremos fatiga al “fenómeno que afecta la resistencia de las piezas cuando se las somete a un número más o menos grande de demandas repetidas de una cierta amplitud”. La idea clave es que la demanda (carga o deformación) debe variar en el tiempo para obtener fatiga como posible causa de falla.

Podemos definir a la fatiga de los materiales como el “deterioro que se desarrolla bajo la acción de ciclos repetidos de carga o deformación de cierta amplitud, en una determinada pieza”; este deterioro se manifiesta en fisuración y eventualmente rotura.

Si bien la Fatiga se desarrolla en todos los materiales (incluyendo metales, plástico, gomas, hormigón, etc.), nuestro estudio se concentrará en metales. No obstante, los mecanismos involucrados en la producción de fatiga pueden diferir en los diversos materiales.

La fuente principal de Fatiga son las inhomogeneidades de los materiales. Todos los materiales, aún los cristales más perfectos, están llenos de imperfecciones de muchos tipos, de modo tal que ningún material puede ser considerado perfectamente homogéneo. Bajo cargas repetidas el efecto de las inhomogeneidades se ve enfatizado.

Un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión mucho más baja que la necesaria para producir la fractura con una sola aplicación de carga. Esto se debe a la Fatiga, que produce principalmente tres efectos:

1. Pérdida de resistencia
2. Pérdida de ductilidad y
3. Aumento en la incertidumbre en cuanto a la resistencia y a la duración (vida en servicio) del material.

La acción de la *Fatiga* se puede observar en diferentes piezas, pero sobre todo en partes móviles como ser: componentes de máquinas rotativas (están sujetos a tensiones alternas); resortes (son deformados en cantidades variables); alas de aeronaves (están sometidas a cargas repetidas de ráfagas); neumáticos (son deformados repetidamente con cada revolución de la rueda).

Las Normas ASTM (American Society for Testing Materials) definen a la fatiga como: “Término general usado para describir el comportamiento de materiales sometidos a ciclos repetidos de tensión o deformación que ocasiona un deterioro del material que ocasiona una fractura progresiva”. Las fracturas que resultan de la fatiga están entre las más difíciles de prever debido a la dificultad de reconocer las condiciones que las producen. La fatiga puede ocurrir a tensiones dentro del rango elástico; a veces ocurre bajo cargas intermitentes que a primera vista no parecen haberse repetido un número suficiente de veces como para causar fatiga.

La fatiga de materiales es primariamente un efecto de la repetición de demandas y no un efecto del tiempo.

3.1.1. Manifestación y Proceso de Falla.

Un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión mucho más baja que la necesaria para producir la fractura bajo carga constante. Es decir: la aplicación repetida de una tensión ocasiona el deterioro progresivo de un material, siendo que la misma tensión aplicada estáticamente no tiene ningún efecto permanente.

Este deterioro se manifiesta a través de la formación de fisuras en el material, que eventualmente pueden llevar a la rotura. Cabe recalcar que la fatiga ocurre bajo toda clase de cargas y a tensiones tanto altas como bajas; pero este fenómeno

solo afecta a las piezas cuando están sometidas a sollicitaciones repetidas de una cierta amplitud.

Se describirá el proceso que ocurre en los metales al estar sometidos a fatiga simple (la forma más sencilla de fatiga), que tiene lugar bajo tensiones de tracción y compresión alternadas (siempre dentro del rango elástico) sobre miembros libres de discontinuidades.

Su progreso puede explicarse de la siguiente manera: a los pocos ciclos de acción de la carga repetida comienzan a producirse cambios aislados en la estructura atómica en puntos dispersos del material; estos rápidamente comienzan a desarrollar fisuras submicroscópicas que crecen a medida que los ciclos continúan, hasta tener proporciones microscópicas y eventualmente llegan a ser visibles; finalmente, cuando la fisura llega a un tamaño tal que debilita la pieza, se produce su rotura.

Si bien no existe un cambio notable en la estructura del metal que falló por fatiga, en general, se puede dividir el proceso de evolución de la falla en tres etapas denominadas:

Nucleación (1), Propagación o crecimiento de la fisura (2 y 3) y Rotura (4). (Figura 1).

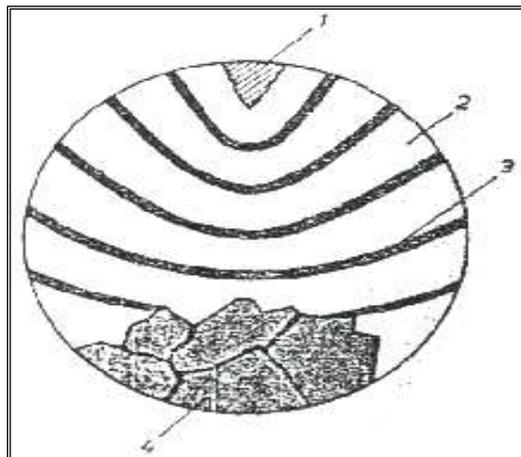


Figura 1) Aspecto esquemático de una fractura por fatiga. Tomado de Hamrock, 2000.

1. Fisura inicial, origen de la rotura
2. Zona lisa, de estructura finísima, rota por fatiga.
3. Líneas de detención momentánea de la rotura por fatiga.
4. Zona de estructura gruesa, en escamas rota de repente.

- 1) **Nucleación:** se produce en los metales cuando el nivel de tensión aplicada es menor que el límite elástico estático. Aparece una deformación masiva generalizada, hasta que el metal endurece lo suficiente como para resistir la tensión aplicada (Acritud Total) en un punto determinado denominado Punto de Iniciación, que suele estar situado en zonas de concentración de tensiones como ser entallas, cantos vivos, rayas superficiales o bien en inclusiones y poros.
- 2) **Propagación:** abarca la mayor parte de la duración del proceso fatiga y se extiende desde el momento en que se produjo el endurecimiento por deformación generalizada (acritud total) hasta la formación de una grieta visible.
- 3) **Rotura:** es la propagación de la grieta hasta que es lo suficientemente grande como para producir la rotura.

La superficie de la fractura tiene dos zonas características:

- a) **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 de reposo, similares a las marcas que dejan las olas sobre la playa), que se generan a partir del Punto de Nucleación (punto de concentración de tensiones) (figura1). A su vez, podemos distinguir:

- **Marcas de Playa:** se forman en el frente de la fisura al producirse un reposo en el funcionamiento de la pieza. Consecuentemente no aparecerán en el caso de probetas, que generalmente se ensayan sin interrupción.
 - **Líneas Radiales:** a veces las fisuras que se generan en la superficie (que es el lugar más frecuente) progresan según frentes a niveles levemente escalonados; en un dado momento de su desarrollo, sin embargo, convergen quedando estas líneas radiales como huellas de las diferencias de nivel iniciales.
- b) **Zona Rugosa:** Aparece al romper la pieza por disminución de la sección efectiva sana ante el mismo valor de carga actuante. La rotura final, contrariamente a la zona con marcas de playa que es lisa y suave, presenta una superficie fibrosa y de relieve muy accidentado. Se trata de la zona remanente sana, demasiado pequeña para aguantar un ciclo más de sollicitación, que termina rompiéndose frágilmente (Figura 1).

3.1.2. Análisis del origen de las Fallas por Fatiga

La mayoría de las fisuras de fatiga comienzan en discontinuidades visibles, que actúan como multiplicadores de tensiones, como ser: orificios, empalmes, chaveteros y discontinuidades microscópicas tales como inclusiones, rechupes, defectos de fabricación, etc.

3.1.2.1. Nucleación: Origen de la fisura

Las fisuras se originan debido al endurecimiento producido en las regiones donde ha habido fluencia (desplazamiento de los cristales). Se conoce que en metales sometidos a tensión simple, algunos cristales siempre estarán orientados de tal forma que deslizarán fácilmente (Figura 2). La nucleación se produce a partir esta fluencia altamente localizada.

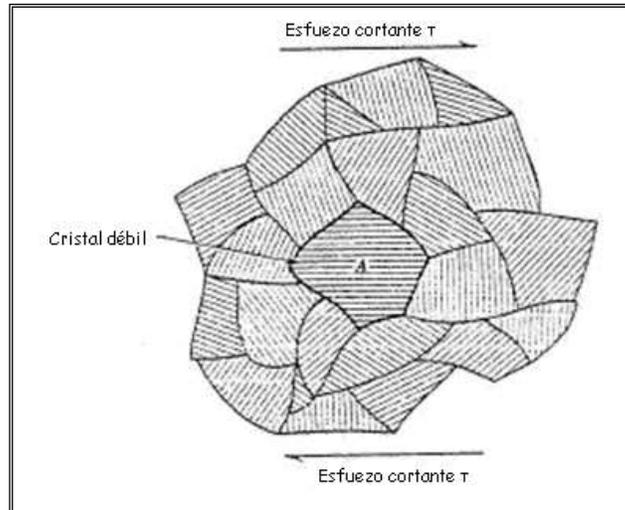


Figura 2) Estructura Metálica Cristalina. Modificado de Hamrock, 2000.

A medida que la tensión (o carga) aumenta, estos cristales "débiles" fluirán primero, pero como están rodeados por material elástico, no afectan apreciablemente el diagrama de tensión-deformación estático. No obstante ha habido fluencia, y a una tensión nominal que generalmente no sobrepasa el límite elástico.

Si el material se carga solo una vez, este efecto es completamente insignificante. Pero si la carga se repite, cada repetición produce una fluencia localizada adicional que eventualmente resulta en la formación de fisuras de fatiga en las regiones en fluencia.

En general las fisuras de fatiga comienzan en la superficie de la pieza, en discontinuidades visibles, que actúan como concentradores de tensiones. Probablemente los cristales adyacentes a la superficie están menos restringidos que los cristales circundantes, y por eso los cristales "más débiles" suelen encontrarse próximos a la superficie.

3.1.2.2. Propagación: crecimiento de la fisura

Algunos materiales más resistentes y de mayor dureza se caracterizan por propagar las fisuras más rápido y fácilmente que otros materiales. Este factor da un indicio de la superioridad de un material sobre otro en la fatiga.

Otros materiales menos resistentes pero más “tenaces” originan fisuras que se propagan lo suficientemente lento, que frecuentemente pueden ser detectadas a tiempo y remediadas antes que lleguen a ser suficientemente grandes como para ocasionar fallas.

La propagación de la fisura engendrada por la fatiga involucra muchos factores. A veces la grieta comienza, pero no se propaga. Un factor importante es la dirección de propagación de la grieta. Si crece en la dirección de las tensiones, la propagación tenderá a hacerse más lenta y aún parar. Pero la grieta tiende a propagarse en dirección perpendicular al campo de tracción, donde su tamaño aumenta potencialmente.

La velocidad de propagación de la grieta depende también del material y de las condiciones ambientales.

3.1.2.3. Rotura

Cuando el tamaño de la grieta es mayor, su velocidad de crecimiento se acelera, hasta convertirse en catastrófica. En este momento se produce la fractura.

Esta etapa, para el estudio y análisis carece de interés, ya que su duración, debido a la velocidad de crecimiento de la falla, es muy corta comparada con la vida útil de la pieza.

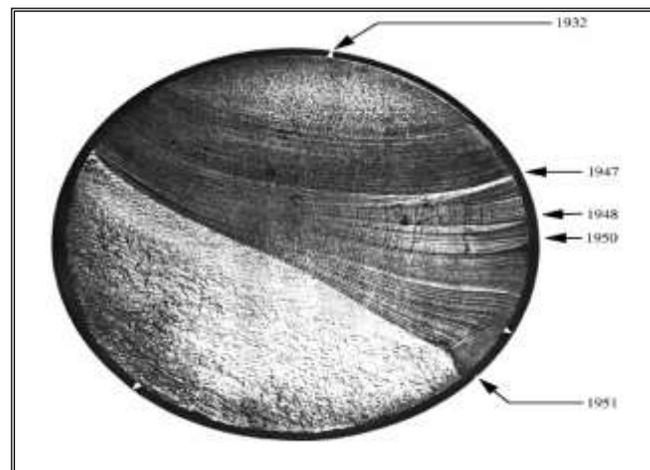


Figura 3) Ejemplo de la rotura del eje de un motor, ocurrida por vibraciones de torsión. Tomado de Hamrock, 2000.

En Figura 3. Se puede observar las diferentes etapas. La Nucleación y el surgimiento de la grieta, la propagación de la misma y la ruptura. Además los diferentes tipos de líneas que indican el proceso evolutivo de la falla por fatiga.

3.1.3. Parámetros Característicos

Para las cargas de fatiga se usará la notación siguiente: la tensión es designada por σ (aunque suele usarse S para la tensión asociada con la fatiga).

Solicitación: es la variable dependiente (que se controla). Pueden ser cargas o deformaciones:

1. Cargas (o tensiones): la mayoría de los ensayos se caracterizan por ser de ciclos iguales. La Figura 4-(a) muestra un caso que se produciría por flexión alternativa o rotativa de interés para este proyecto. En la Figura 4 (b) se señala el caso de adición de una tensión adicional ("media") constante.
2. Deformaciones: existen casos en que son deformaciones lo que se aplican o controlan. Entonces, las tensiones serán las que resulten de las deformaciones que se producen (su cálculo solo es directo, a través de $\sigma = E \cdot e$, cuando las deformaciones son plenamente elásticas).

Las solicitaciones que producen el fenómeno de fatiga pueden ser de distintos tipos: Tracción, compresión, flexo-torsión, etc, variando su magnitud de un máximo a un mínimo, actuando combinados o no. Los casos más comunes son:

- a) Flexión rotativa. La cual se estudiará en el presente trabajo.
- b) Flexión plana
- c) Tracción-compresión (axial)
- d) Torsión

Siendo necesario conocer, además del tipo de tensión y origen de las mismas, el grado de variación y tipo de ciclos:

- a) Con inversión completa de carga (alternada pura)

- b) Tensiones repetidas
- c) Tensión irregular o aleatoria (definidas estadísticamente)

Ciclos: es la variable dependiente, la que se computa como resultado del ensayo. Nótese que se trata solo de vueltas (o repeticiones o ciclos) y no su número en una unidad de tiempo (en este último caso tendríamos frecuencia, cuyo efecto es secundario).

Podemos en general considerar un ciclo de tensiones fluctuantes compuesto por (Figura 4)

- Tensión media o estacionaria
- Tensión alternada o variable
- Intervalo de tensiones
- R = relación de tensiones

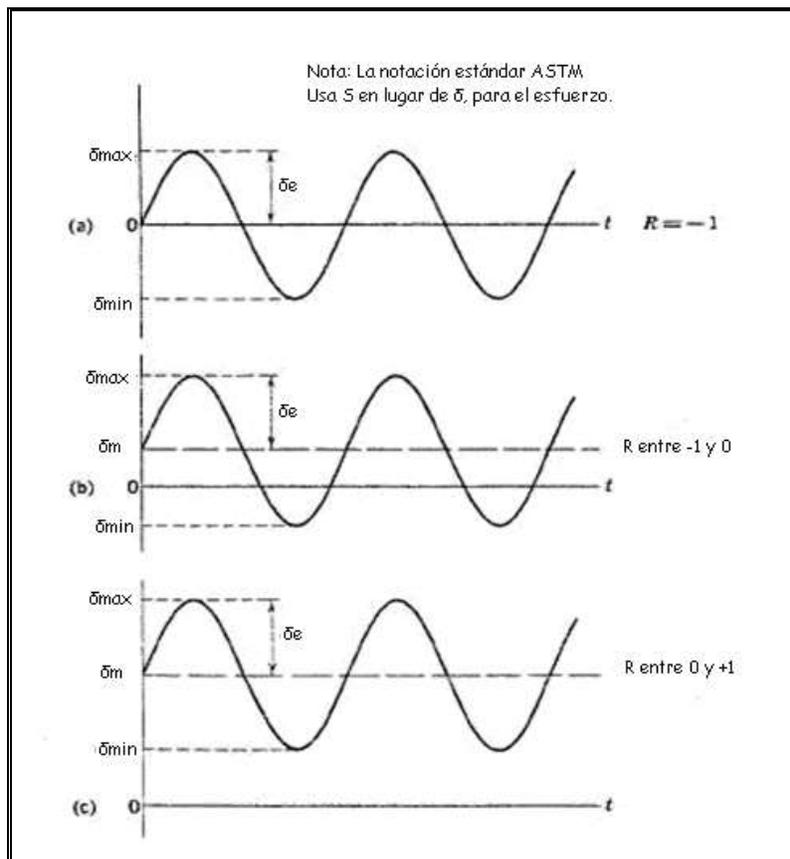


Figura 4) Variación de la tensión con las cargas de fatiga. Modificado de Hamrock, 2000.

Tensión Máxima, σ_{\max} : (Smax**):** El valor algebraico más alto de tensión durante un ciclo (la tensión de tracción es positiva).

Tensión Mínima, σ_{\min} (Smin**):** El valor algebraico más bajo de tensión durante un ciclo.

Tensión Media, σ_m (Sm**):** La tensión constante (o el promedio), sobre la que se superpone la tensión oscilante.

Amplitud de Tensión, σ_a (Sa**):** La amplitud de la tensión oscilante superpuesta, $\sigma_{\max} - \sigma_m$.

Rango de tensión, σ_r (Sr**), $\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2 \sigma_a$**

Relación de Tensiones, **R.** $R = \sigma_{\max} / \sigma_{\min}$.

Ciclos de aguante, **n.** El número de ciclos de tensión al que un miembro es sometido a fatiga sin fallar.

Vida en fatiga, **N.** El número de ciclos requeridos que llevan a la fractura final bajo una condición determinada de uso (por ej.: dados σ_{\max} y σ_m , o dados σ_m y σ_a). Es la propiedad básica de fatiga, y la única que es directamente medible experimentalmente. La vida en fatiga para una condición determinada es una propiedad individual de cada probeta, por lo que la vida en fatiga de un material en particular se expresa a través de la distribución de vida en fatiga de la población (donde la población representa al material bajo las condiciones determinadas de carga cíclica). Esta distribución se estima a través del ensayo de una muestra o lote: cuanto mayor es el tamaño de esta muestra, más precisa será la estimación.

Vida en fatiga para un p por ciento de supervivencia, **np.** Es la vida para la cual el p% de la población tiene una vida más larga; por ejemplo, n_{90} es el número de ciclos para el cual se espera fallen no más del 10% de la población (es decir, se espera que el 90% sobreviva). Se estima a partir de la distribución de la muestra, cuyo tamaño influirá la confiabilidad de los resultados.

Vida media en fatiga, n50. Es la vida para la cual se espera que la mitad de la población se espera sobreviva, es decir, haya un 50% de supervivencia, n50. Es estimada por la observación media en el muestreo.

Resistencia a la fatiga, Rn. Es la tensión que el material puede soportar durante n repeticiones o ciclos. Obviamente la resistencia a la fatiga no puede medirse directamente por medios experimentales, y se determina a partir de una distribución. Está vinculada con un dado porcentaje p de probabilidad de supervivencia. Generalmente, cuando no se aclara lo contrario, se refiere a n50.

Límite de fatiga o aguante, Rf. Es la máxima tensión que un material puede soportar durante n repeticiones o ciclos, cuando n es muy grande (o sea, tiende a infinito; en la práctica se utiliza un n mayor a 107 ciclos). Debajo de este nivel de tensión, las alternancias no producen daño apreciable; si se aplica una tensión menor, cabe esperar una vida indefinidamente larga.

3.1.4. Diagrama Tensión - Número de Ciclos (σ - n)

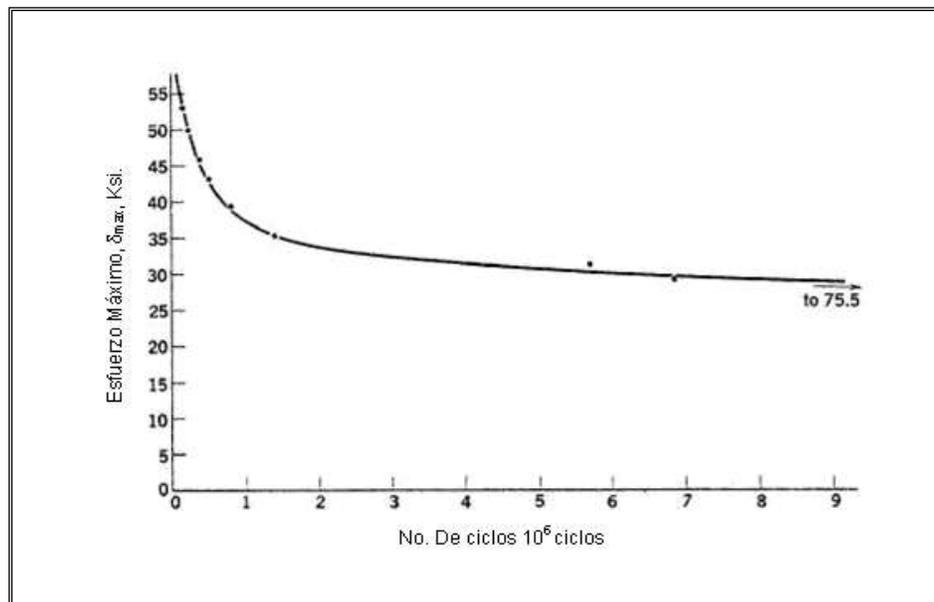


Figura 5) Diagrama Tensión Vs. Número de Ciclos. Modificado de Hamrock, 2000.

El diagrama σ - n es la forma fundamental de representar los datos de la duración de una probeta a la fatiga, ilustra la variación de vida media en fatiga con la

tensión. Se la suele llamar Curva de Fatiga o Curva S-N (Stress-Number of Cycles N)), e indica la duración de la probeta expresada en números de ciclos hasta la rotura para la máxima tensión aplicada.

Representa en ordenadas las tensiones máximas que producen la rotura por fatiga; y en abscisas, su duración en ciclos (suele representarse $\log N$ en lugar de N). Proviene de someter a ensayos una serie de probetas para determinar el número de ciclos (N) que soporta el material a distintos σ , es un modelo simplificado de la manera en que trabaja una pieza bajo cargas de fatiga en general.

En esta curva pueden distinguirse dos zonas: la que comprende bajo número de ciclos aplicados (fatiga oligocíclica), y la de bajo nivel de tensión aplicada (fatiga multicíclica). En la primera zona, el daño "puro" por fatiga se ve acompañado por el producido por las deformaciones plásticas que son apreciables a esos altos niveles de tensión. La segunda zona es muy larga, lo que obliga a la selección de una escala logarítmica. La rama extrema de la curva se asimila a veces a una recta y otras a una curva.

De todas maneras la porción inferior tiende hacia la horizontal, y en ciertos materiales realmente llega a ser horizontal para todos los propósitos prácticos. Cuando la curva S-N se acerca asintóticamente a la horizontal, la tensión correspondiente se llama límite de fatiga (suele llamarse límite de aguante o duración), y la vida en fatiga a tensiones más bajas se presume ser infinita.

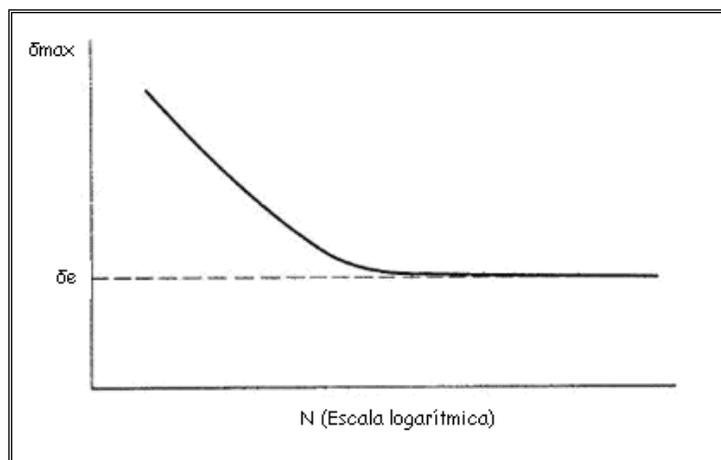


Figura 6) Material con Límite de Fatiga. Modificado de Hamrock, 2000.

Del análisis de la curva surge que el número N de ciclos que soporta una probeta antes de fallar aumenta al disminuir la tensión S aplicada. Algunos materiales (ferrosos, aceros, titanio) presentan un tramo horizontal a un valor de tensión bien determinado conocido como Límite de Fatiga (*Endurance Limite*), valor por debajo del cual se presume que el material durará un número infinito de ciclos sin romper. En el caso de materiales no ferrosos (Al, Mg, Cu) estas curvas son asintóticas a la horizontal, lo cual implica que no existe un verdadero límite de fatiga, por lo tanto se utiliza un número de ciclos N, convenido arbitrariamente inferior a ese valor, bajo el cual se supone que la pieza resistirá infinitos números de ciclos.

En resumen, los metales ferrosos tienen generalmente límite de fatiga, mientras que los metales no-ferrosos frecuentemente no.

Debido a estas características el Límite de Fatiga (σ_f) constituye un criterio de diseño muy aceptable. Por ello es una magnitud frecuentemente tabulada, aunque por razones obvias debe basarse en ensayos “finitos”: 500 millones de ciclos para aleaciones de aluminio y magnesio, 100 millones para las aleaciones de base Cu y Ni. Téngase presente que para las frecuencias usuales de las máquinas de ensayo, se requieren 5 semanas para 500 millones de ciclos.

3.1.5. Curvas de Wohler.

Debido a la naturaleza estadística del fenómeno de fatiga en realidad la curva S-N no es la forma en que se presenta el problema en la mayoría de los casos, pues debido a condiciones inherentes al material, de los ensayos de fatiga obtenemos una serie de valores dispersos, siendo imposible predecir la vida de una pieza o estructura con una seguridad completa.

Al existir esta indeterminación vemos que el método estadístico es la única forma de tratar el problema, llegando a la conclusión que la probabilidad P de Falla por Fatiga crece con el tiempo, pudiendo llamarse Límite de Fatiga a aquel que nos da un 90% de probabilidad de supervivencia.

Al problema de la naturaleza estadística del fenómeno se le agrega la característica errática de la fluctuación de la carga cíclica, lo cual complica aun más el estudio de este fenómeno.

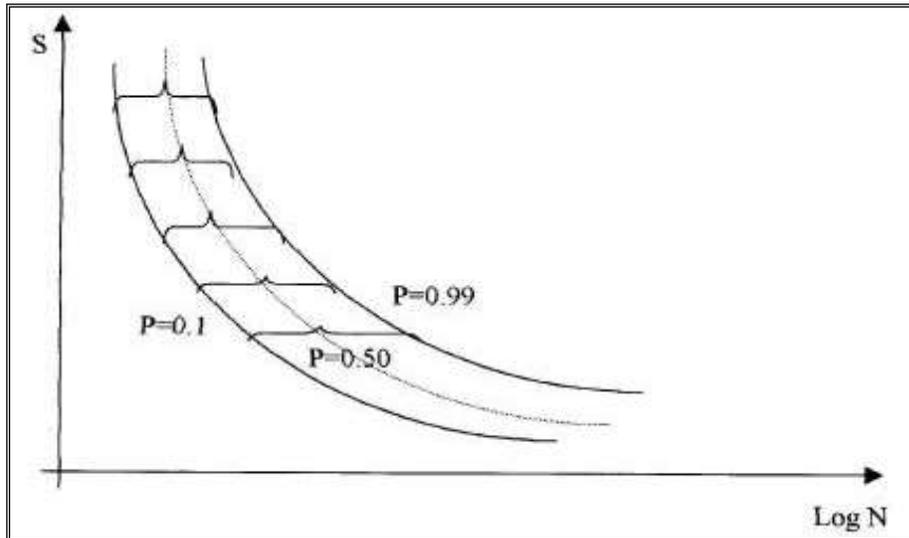


Figura 7) Curvas de Wohler. Modificado de Hamrock, 2000.

Las curvas de Wohler constituyen una representación mucho más real del fenómeno de fatiga. Wohler tomó una serie de probetas, las cargó con $\sigma_a =$ constante y una determinada frecuencia y obtuvo una distribución normal de los valores de N en el que fallaba cada una; así determinó el número de N que soporta el material a distintos σ_a y en general con un σ_m común: obteniendo un diagrama Tensión – Número de Ciclos probabilística, conocido como curvas de Wohler.

Su representación gráfica consiste en trazar la curva correspondiente al 50 % de probabilidad de supervivencia (n_{50}), junto con las de las de n_5 y n_{95} , lo que implica definir una banda dentro de la cual se encuentran el 90% de las probetas. En los casos en que n esté en escala logarítmica, se considera que el número de ciclos para un dado nivel de tensión se distribuye en forma normal o gaussiana (Figura 8).

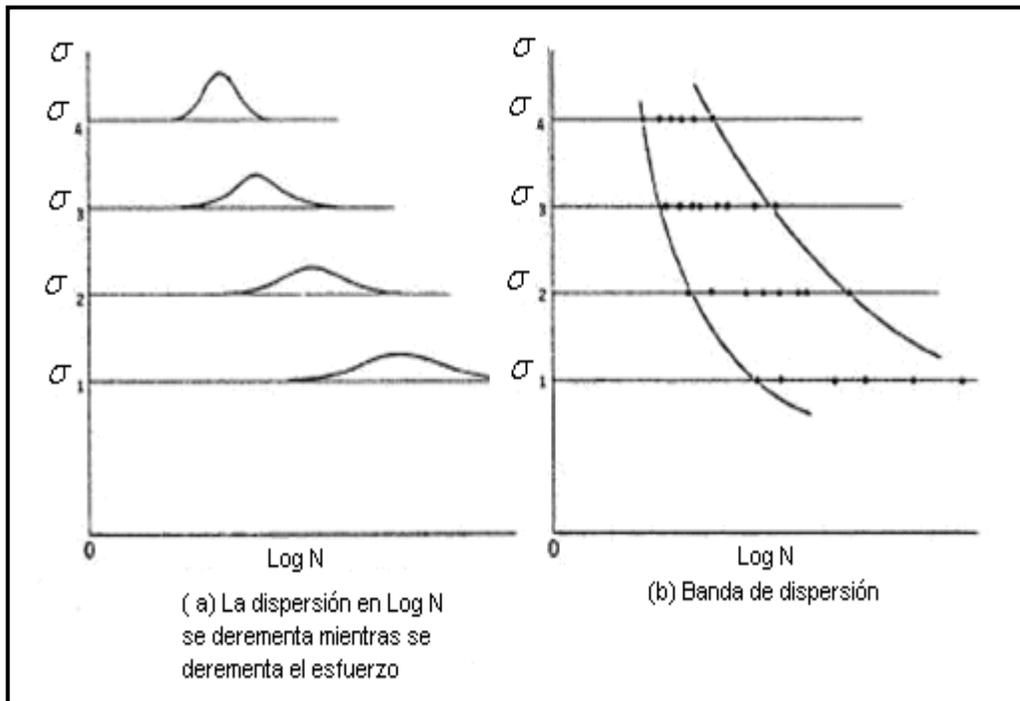


Figura 8) Distribuciones de vida en Fatiga. Modificado de Hamrock, 2000.

3.1.6. Ensayo de fatiga en voladizo o cantilever.

Un método común para medir la resistencia a la fatiga es el ensayo de la viga en voladizo rotatoria.

El extremo de una probeta mecanizada cilíndrica se monta en un dispositivo acoplado a un motor. En el otro extremo se suspende un peso (carga). La muestra soporta inicialmente una fuerza de tensión que actúa en la superficie superior, mientras que la superficie inferior se comprime. Después que la muestra gira 90° , los sitios que originalmente estaban en tensión y en compresión no reciben esfuerzo alguno sobre ellos. Después, a una rotación de 180° , el material que estaba originalmente en tensión está ahora en compresión y viceversa. De aquí que el esfuerzo en cualquier punto de la probeta pasa por un ciclo completo que va de cero a máxima tensión, y de cero a máxima compresión.

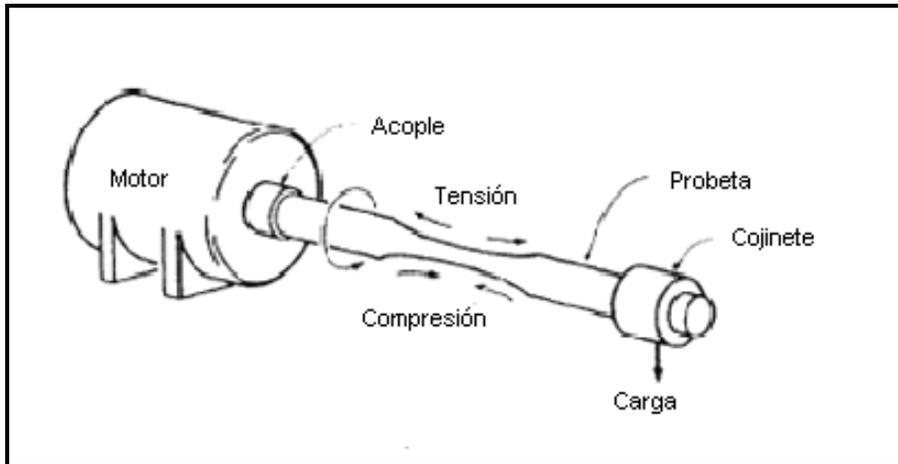


Figura 9. Esquema del dispositivo de prueba a la fatiga de viga en voladizo rotatoria. Modificado de Norton, 1999.

Después de un número suficiente de ciclos, la muestra puede fallar. Generalmente, se ensayan varias muestras a diferentes esfuerzos aplicados y los esfuerzos se grafican en función del número de ciclos que lleva a la ruptura (Figura 10).

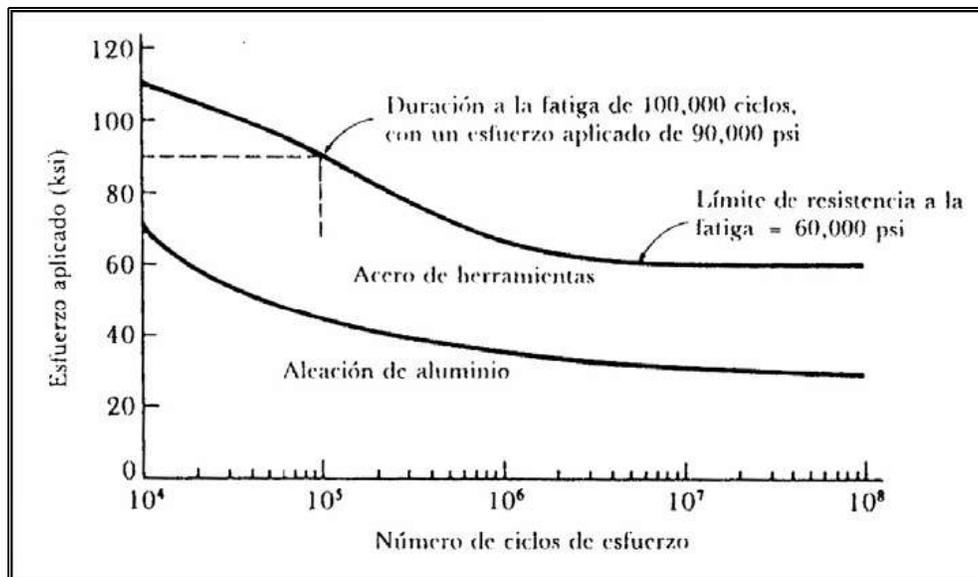


Figura 10) Diagrama de esfuerzo y número de ciclos a la fractura de un acero de herramientas y de una aleación de Al. Tomado de Norton, 1999.

Los dos resultados más importantes de una serie de ensayos de fatiga son la duración a la fatiga para un esfuerzo en particular, y el límite de resistencia a la fatiga para el material. La duración a la fatiga indica cuanto dura un componente

cuando un esfuerzo σ se aplica repetidamente al material. Si se va a diseñar una pieza de acero de herramientas que debe soportar 100.000 ciclos durante su vida útil, entonces debe diseñarse de manera que el esfuerzo aplicado sea menor que 90.000 psi (Figura 10).

El **límite de resistencia a la fatiga** es el esfuerzo por debajo del cual la falla por fatiga nunca ocurre. Para evitar que se rompa una herramienta de acero, se debe asegurar que el esfuerzo aplicado nunca sea mayor que 60.000 psi (Figura 10).

La resistencia a la fatiga se relaciona también con la resistencia del material en la superficie. En Muchas aleaciones ferrosas o a base de hierro, el límite de resistencia a la fatiga es aproximadamente la mitad de la resistencia a la tensión del material. Esta relación entre ese límite y la resistencia citada es la relación de fatiga:

$$\text{Relación de fatiga} = \frac{\text{límite de resistencia a la fatiga}}{\text{resistencia a la tensión}} \approx 0.5$$

Si la resistencia a la tensión en la superficie del material se incrementa, también aumenta la resistencia a la fatiga.

4. METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECATRÓNICO

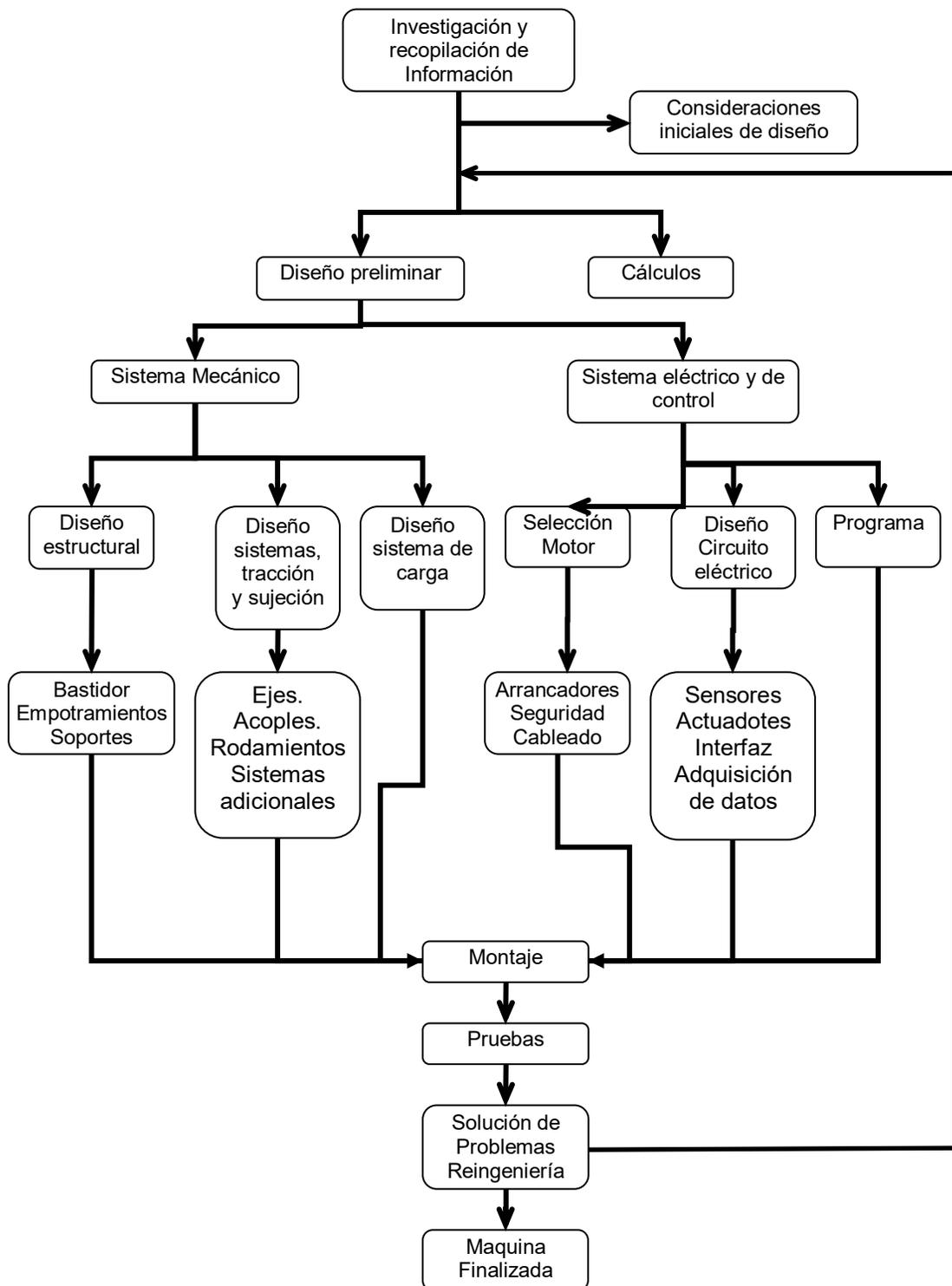


Figura 11) Esquema de diseño Mecatrónico. El autor

4.1. INVESTIGACIÓN Y RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN

Normas que rigen los ensayos de fatiga.

Existen una serie de normas, publicadas por la ASTM que rigen y caracterizan los ensayos de materiales. Las normas pertinentes para los ensayos de fatiga por flexión rotativa son las siguientes.

E1150: Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue. Donde se compendian las definiciones de los términos usados comúnmente en el estudio de la fatiga.

ASTM E466: Standard Practice for Conducting Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. Donde se compendian los datos y características estandarizadas que se deben tener en cuenta al realizar un ensayo de fatiga.

4.1.1. Maquinas de ensayos de fatiga

En el mercado existen muchos proveedores de maquinas capaces de realizar ensayos de fatiga. Sus precios oscilan entre los \$20.000 y \$7.000 dólares. Dependiendo de los aditamentos de seguridad, el software de adquisición de datos, y sus adicionales (cantidad de probetas).



Figura 12) Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa, Tomada de Zwick Inc. (c) 2007.

La configuración física de la maquina sigue las características del esquema presentado en la figura 9. La diferencia principal entre ellas es el mecanismo de transmisión, algunas usan transmisión por poleas (figura 12). Y otras, acople directo al eje del motor (figuras 13 y 14).



Figura 13) Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa, Tomada de Purdue University. (c) 2007.

La segunda diferencia es el sistema de carga. Se usa la transmisión de carga directamente por medio de masas conocidas (Figura 13), Y pistones tanto neumáticos, como hidráulicos (Figura 14) dependiendo de la cantidad de carga que desee aplicarse a la maquina.



Figura 14) Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa, Tomada de G.U.N.T. Gerätebau Inc. (c) 2007.

4.1.2. Maquina de Ensayos de fatiga I.C.P. (instituto Colombiano del Petróleo)

En la región. Existe una maquina capaz de desarrollar ensayos de fatiga por medio de flexión rotativa. La cual se encuentra ubicada en el laboratorio de investigación de materiales del I.C.P.



Figura 15) Maquina de ensayos de Fatiga por flexión rotativa, I.C.P.

La maquina no esta actualmente en funcionamiento, ya que las vibraciones producidas durante su funcionamiento y el calentamiento en sus partes, alteran los resultados de las pruebas.

Algunas características de su configuración son.

- Transmisión mediante polea.
- Sistema de carga directo mediante pesas.
- Bastidor constituido por placas soldadas.
- Sensores de presencia para contar los ciclos y la presencia de la probeta.
- Madera y caucho en las juntas para disminuir vibraciones.
- Interfaz con el computador.

La maquina tiene dos etapas, una que realiza pruebas de flexión rotativa con el método tradicional, aplicando la carga e el centro de la probeta, y una segunda, para realizar pruebas por flexión rotativa cantilever. Las dos etapas son independientes y funcionan separadamente.

Durante su funcionamiento, la maquina produce altas vibraciones, que producen ruido, además del calentamiento de todas sus piezas constitutivas. En un periodo de 10 minutos en que estuvo encendida, con una carga mínima de 10 Kg. Genero tan alta temperatura, que debió ser detenida con el paro de emergencia.

4.2. CONSIDERACIONES INICIALES DEL DISEÑO

- Se desea construir una maquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa cantilever o en voladizo.
- El máximo esfuerzo que se producirá en la maquina, luego de revisar la literatura y el estado del arte. Con la intención de generar ensayos en distintos materiales metálicos ya sea a baja o media resistencia mecánica. Será de 150 Ksi a tensión.
- La velocidad de operación, estandarizada para los ensayos de fatiga es de 1750 rpm. Para tal fin se debe conseguir un motor eléctrico que proporcione estas prestaciones.
- Los mecanismos (trasmisiones, acoples, empotramientos y soportes), deben producir la menor cantidad de vibración, rozamiento y otros fenómenos mecánicos que afecten la confiabilidad del ensayo y la robustez de la maquina.
- Es necesaria la instalación de los mecanismos de seguridad, tanto mecánica como eléctrica, que permitan la utilización de la maquina para propósitos didácticos.
- El control del encendido de la maquina, el ensayo de fatiga y su parada, se deben realizar por medio de una interfaz con el computador. De manera remota, para que ningún operario se acerque a la maquina en su etapa de servicio.

4.3 DISEÑO MECATRÓNICO.

Para la maquina de ensayos de fatiga se propuso el siguiente esquema de diseño.

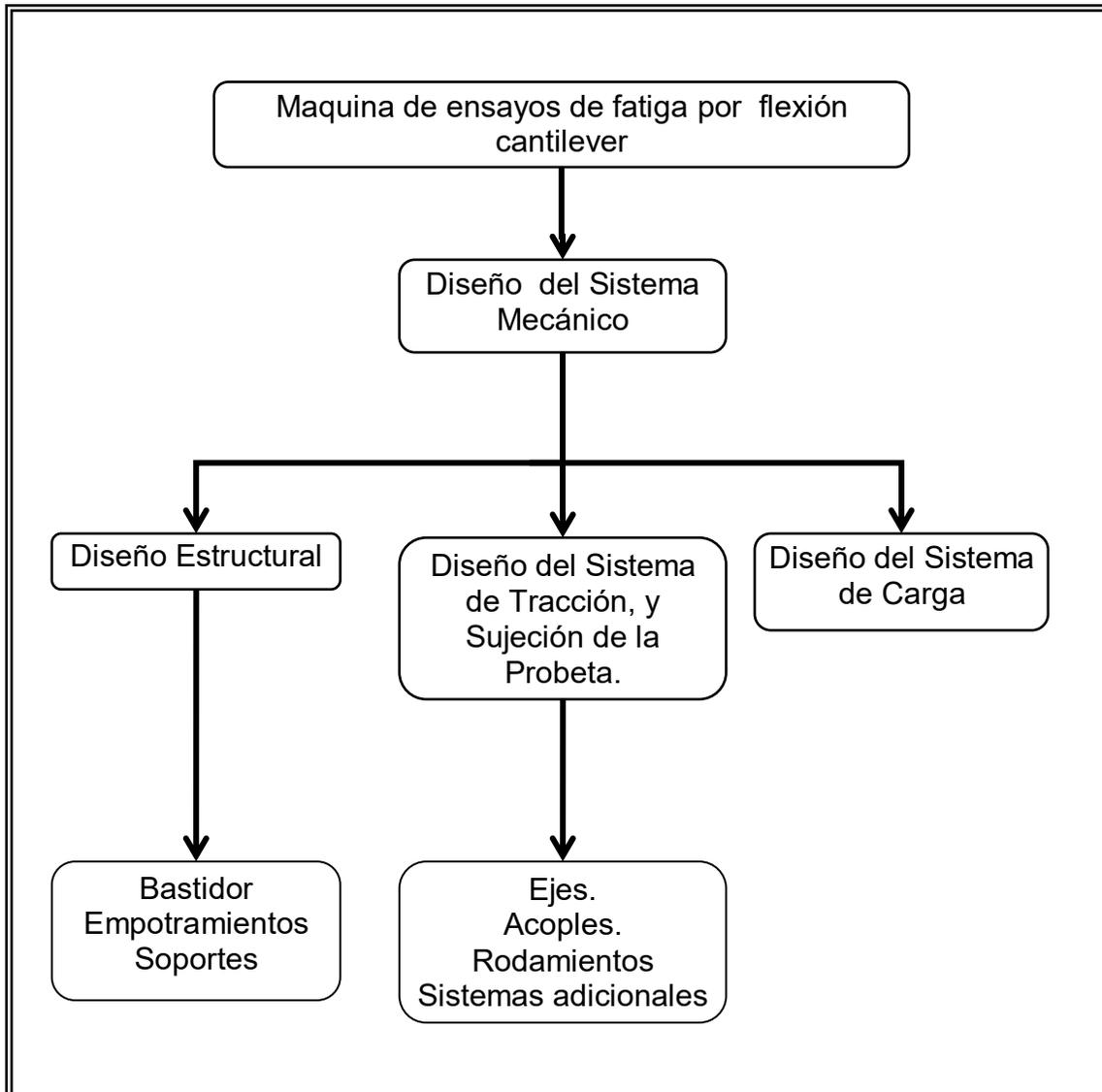


Figura 16) Esquema de diseño del sistema mecánico. El autor

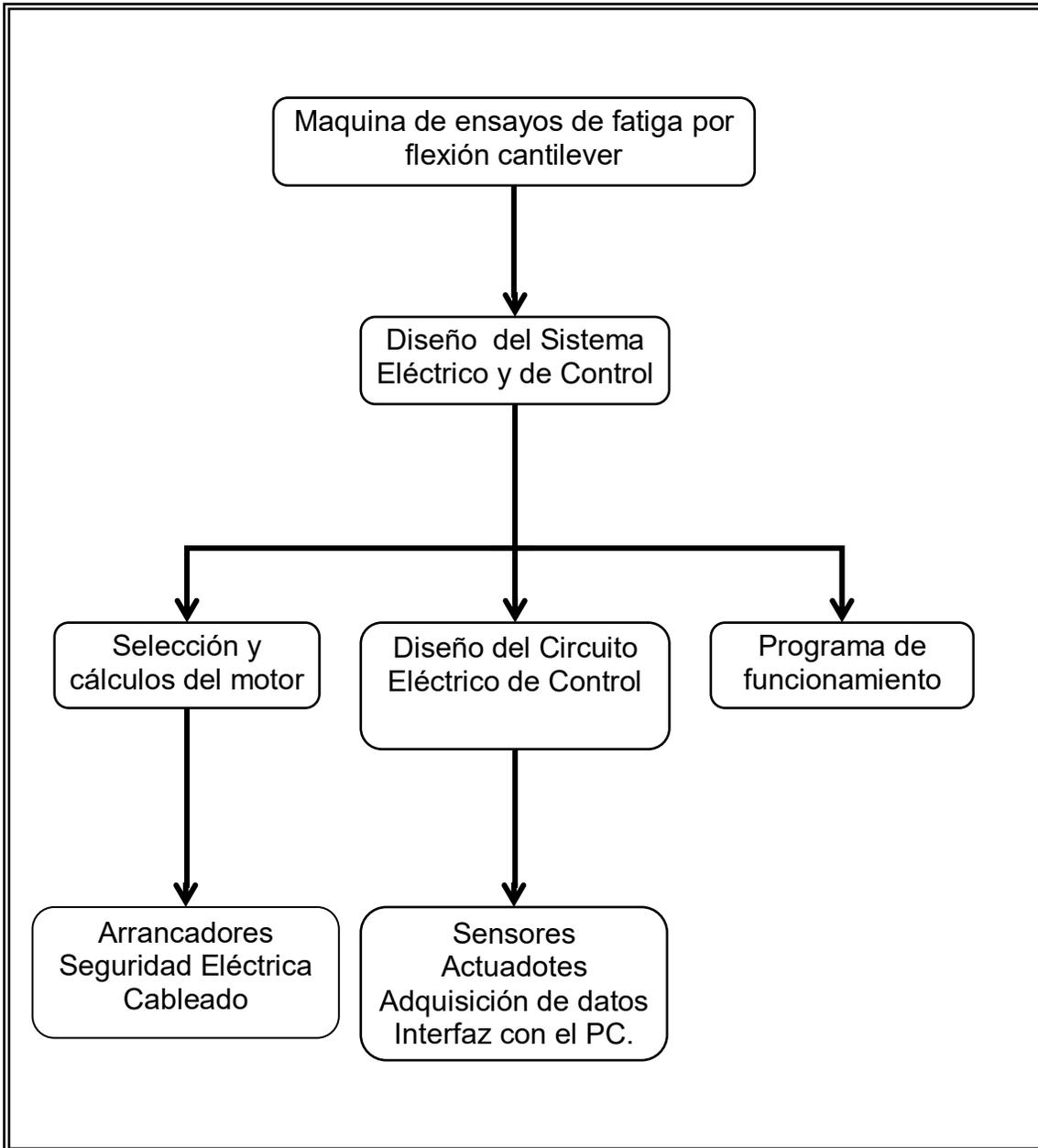


Figura 17) Esquema de diseño del sistema Eléctrico y de Control. El autor

4.4. DISEÑO PRELIMINAR.

Tomando como base los datos recogidos en la etapa de investigación y recopilación de información, se genero un primer diseño.

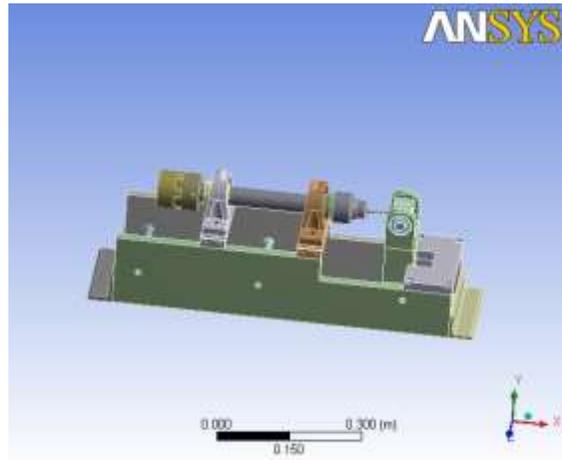


Figura 18) Diseño preliminar, El autor.

Se evaluaron en este diseño, Algunas características como son.

- Materiales
- Cálculos.
- Geometría
- Simulación en ANSYS

Materiales

Inicialmente el bastidor fue diseñado para ser construido en fundición nodular, material que la literatura describe como el mejor para disminuir vibraciones. Debido a su alto costo, y la dificultad para la fabricación de moldes. Debido a que en la región solo existe una empresa capaz de desarrollar moldes y piezas en fundición nodular.

Sumado esto a la dificultad que presenta la fundición, para realizar en ella los procesos de soldado y maquinado. Se decidió cambiar el material constitutivo.

El eje y las piezas en acero, fueron diseñadas y calculadas para ser construidas y maquinadas con Acero AISI SAE 1020. Pero en el mercado para los diámetros seleccionados, el Acero AISI SAE² 1045 (Anexo A), fue de mas fácil adquisición.

Cálculos

Los cálculos pertinentes, se desarrollaron para los materiales seleccionados. Debido a los cambios hechos en esta selección, se decidió realizar una revisión a los cálculos del diseño preliminar.

Geometría

La configuración de la maquina y la selección de sus sistemas, fue aceptada y probada mediante una simulación en ANSYS. Se selecciono un sistema de tracción mediante acople directo, sistema de carga directo mediante masas especificas. Y un bastidor compuesto por placas atornilladas entre si.

Simulación en ANSYS

La simulación en ANSYS, entrego como resultado la aprobación de la geometría y diseño de la maquina.

4.5. DISEÑO FINAL

Luego de hacer revisión de cálculos y cambios generales en la configuración de la maquina se procedió a realizar el diseño final, que se llevaría a construcción y pruebas.

² Sistema de clasificación de Aceros propuesto por el Instituto Norteamericano del Hierro y el Acero, A.I.S.I y la Sociedad Norteamericana de Ingenieros Automotores S.A.E.

4.5.1. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO

El sistema mecánico esta compuesto por el bastidor, sus soportes y respectivos empotramientos. El sistema de tracción y sujeción de la probeta y el sistema de carga.

4.5.1.1. Diseño Estructural

4.5.1.1.1. Bastidor

Se determino realizar su construcción en acero ASTM A36 (Anexo A), usando para tal fin laminas de 1 pulgada de espesor.

El bastidor esta compuesto por dos placas gemelas, que llamaremos Placas Base 1 y 2. Unidas mediante tres travesaños de fundición gris tubulares que mantienen la distancia de separación y la forma original.

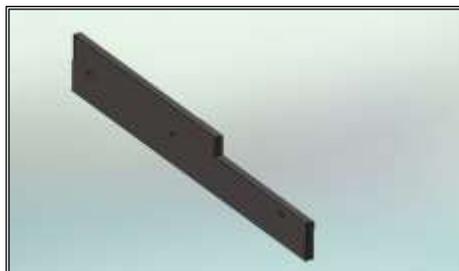


Figura 19) Placa Base. El autor

Las placas base fueron maquinada utilizando un pantógrafo (Figura 1, Anexo A), evitando así el corte en caliente y la cristalización del material. Además, el uso de esta herramienta mecánica permite obtener superficies muy bien definidas y exactas.



Figura 20) Separador. El autor

Los separadores fueron agregados posteriormente al diseño original, al observar la necesidad de brindar más estabilidad y robustez al bastidor. Está elaborado en fundición gris tubular de media pulgada, dentro de su estructura tiene un espárrago también de media pulgada que permiten atornillar las piezas a las placas base.

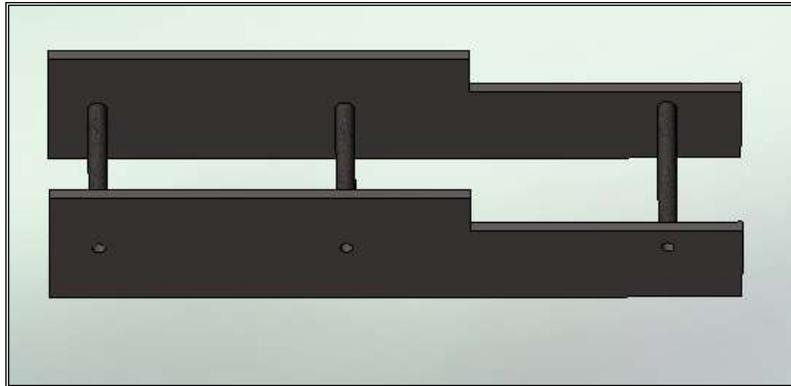


Figura 21) Ensamblaje Bastidor. El autor

El ensamblaje de bastidor. Proporciona soporte a las demás piezas constitutivas de la maquina. Además, sus formas permiten que ellas encajen perfectamente y su grosor que sean atornilladas directamente a su estructura.

4.5.1.2. Soportes y empotramientos

Para la sujeción de las piezas que componen la maquina fueron diseñadas placas planas de acero ASTM A36 (Anexo A), maquinadas mediante el uso del pantógrafo (Figura 1, Anexo A), para conservar las mismas características de las placas base.

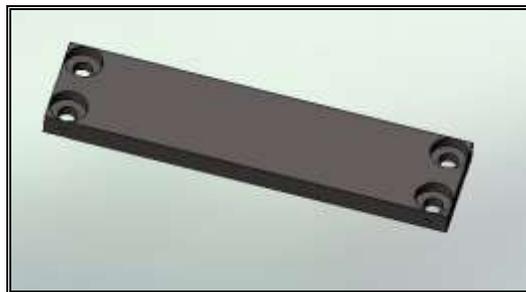


Figura 22) Placa Soporte Chumacera. El autor

Son dos placas gemelas diseñadas para ser atornilladas directamente al las placas base, y servir de soporte a las chumaceras. Y proporcionar sustento al eje principal de la maquina.

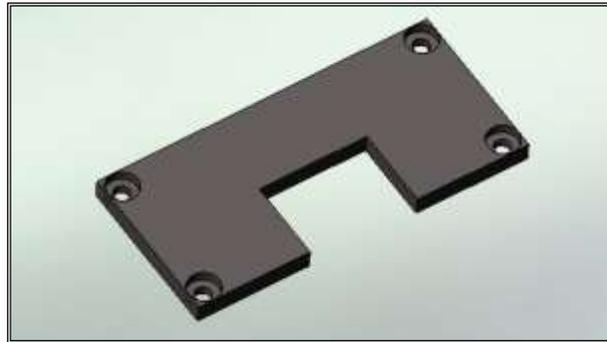


Figura 23) Placa Soporte Contrapeso. El autor

Placa que puede ser atornillada directamente a las placas base y proporciona sustento y guía al sistema de carga de la maquina. Su forma y geometría son críticas ya que debe encajar perfectamente en las demás piezas con las que tiene contacto. Para lograr esta precisión fue maquina cuidadosamente usando el pantógrafo (Figura 1, Anexo A) y una Fresa de banco (Figura 2, Anexo A) adaptada con una broca escariadora (Figura 3, Anexo A).

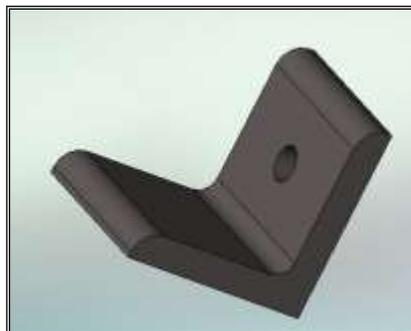


Figura 24) Ángulos de Empotramiento. El autor

Los ángulos de empotramiento son cuatro piezas elaboradas en Acero ASTM A36 (Anexo A), su función es empotrar la maquina en una superficie rígida para mantenerla estable, para tal fin tiene orificios de media pulgada para ser atornillada tanto a las placas bases y a la superficie rígida.

4.5.1.3. Resultado Final Del Diseño Estructural

El bastidor completo cumple con las consideraciones iniciales de diseño, en la Figura 25 se puede observar el ensamblaje del diseño estructural terminado, dispuesto para la instalación de los demás sistemas constitutivos de la maquina.

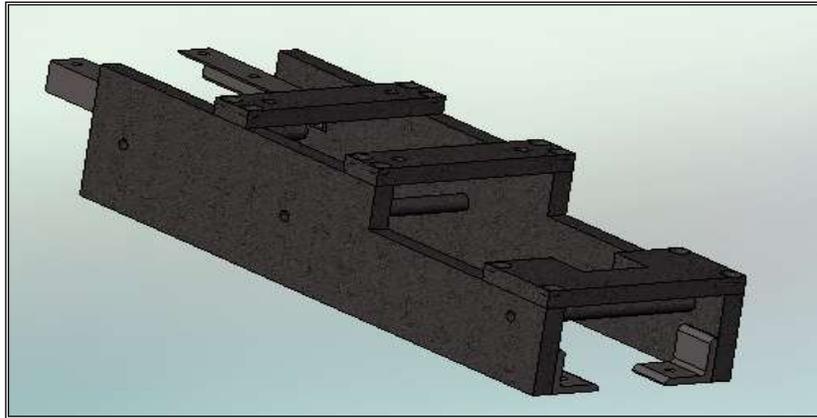


Figura 25) Resultado final del Diseño. Estructural. El autor

4.5.2. Diseño del sistema de tracción, y sujeción de la probeta

El sistema de tracción esta compuesto por el motor eléctrico, un sistema de transmisión a seleccionar, que puede ser un mecanismo de poleas, cadena u acople directo. El eje principal de la maquina, el sistema de rodamiento y sustentación del mismo.

El sistema de sujeción de la probeta, debe permitir la instalación y retiro de la misma y esta intrincadamente ligado con el Sistema de Carga.

4.5.2.1. Sistema de Transmisión

Para determinar el sistema de transmisión a utilizar, al realizar la investigación y observación de sistemas de tracción de poleas y engranajes en funcionamiento, encontramos las siguientes dificultades y desventajas

1. **Juego o zonas muertas.** La tensión de la polea o cadena, es crítica para el funcionamiento del sistema de transmisión, cualquier error puede causar, que se pierda energía en los bucles que se forman, o en caso contrario la ruptura del elemento de transmisión.
2. **Resbalamientos.** En el momento inicial, se produce un fenómeno de deslizamiento de la polea. Perdiendo energía y haciendo muy difícil el cálculo del momento de inercia.
3. **Alto rozamiento.** La maquina debe soportan altos limites de desempeño hablando en tiempos del tiempo de uso. El rozamiento producido por el sistema, causa el aumento de temperatura, que puede generar fallas en el mismo.
4. **Vibraciones.** El arranque, y la estructura elástica de la polea, producen vibraciones indeseables.

El análisis del sistema de transmisión por acople directo arrojo los siguientes resultados.

1. **Eliminación del juego.** Por ser un mecanismo de acople directo, rígido, sin elementos elásticos y móviles. No presenta juego, Además el diafragma plástico que une sus partes elimina este fenómeno.
2. **Mejor aprovechamiento de la potencia disponible.** En el momento inicial no se produce el fenómeno de deslizamiento, y se aprovecha toda la potencia que brinda el motor.
3. **Cero rozamientos.** Al carecer el sistema de piezas móviles. Se elimina el rozamiento y las perdidas y problemas causados por el.

Analizando estas ventajas y desventajas se decidió utilizar el sistema de acople directo.

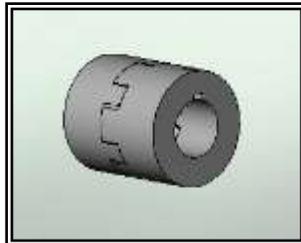


Figura 26) Sistema de Acople Directo. El autor

El sistema de acople directo esta compuesto por dos piezas, una que se acopla directamente al eje del motor mediante un cuñero. Y la otra al eje principal mediante el mismo medio.

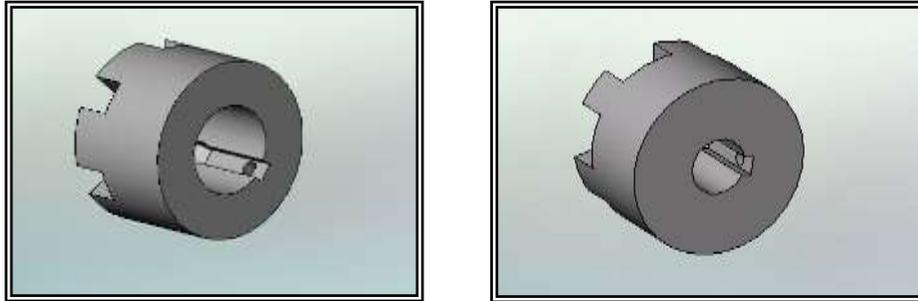


Figura 27) Piezas Acople directo (Ejes). El autor

En la Figura 27 se puede observar la diferencia de diámetros en la cavidad que permite acoplar las piezas. Esta diferencia esta estandarizada, y se puede encontrar en el mercado la disposición necesaria para aplicar a la maquina.

Las dos piezas se acoplan mediante un sistema de figuras geométricas que encajan a la perfección, usando para tal fin un diafragma plástico que elimina el contacto metal con metal, y las pequeñas fallas existentes de centrado, entre el eje del motor y el eje principal de la maquina.

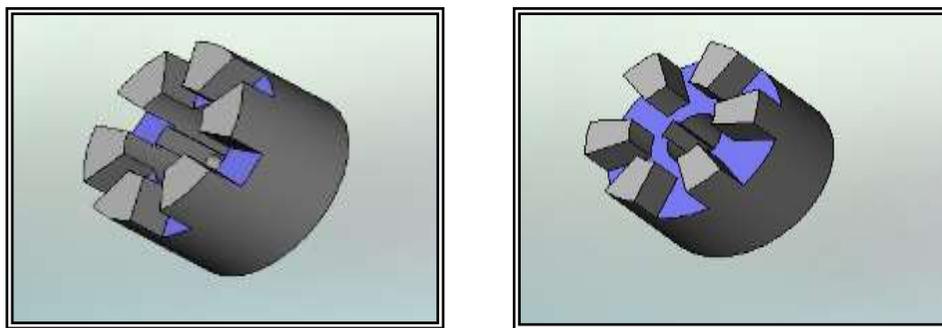


Figura 28) Piezas Acople directo (Acoples). El autor

En la Figura 28 se observa la disposición geométrica de las piezas que encajan perfectamente con ayuda del diafragma plástico, de esta forma se logra la configuración vista en la Figura 26 que muestra el acople ya realizado.

4.4.2.2. Diseño del Eje Principal

Para el calculo del eje principal es de importancia conocer el esfuerzo limitativo (limite de Fatiga) propio de material a utilizar, para los aceros existentes en el mercado este valor oscila entre 0.2 y 0.6.

El límite de fatiga es directamente proporcional a la resistencia a la Tensión. Para la realización de los cálculos tomaremos como base la Ecuación.

$$\text{Relación de fatiga} = \frac{\text{límite de resistencia a la fatiga}}{\text{resistencia a la tensión}} \approx 0.5$$

Por determinaciones iniciales de diseño se conoce el valor del esfuerzo máximo que debe soportar la probeta, 150 Ksi. Siendo así tenemos.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

De donde podemos despejar.

$$M = \frac{I\sigma}{c}$$

Donde

σ Corresponde al esfuerzo máximo (150 ksi)

I Corresponde al momento de Inercia de la sección de Ensayo de la probeta

c Corresponde a la máxima distancia a la superficie neutra de la probeta.

Reemplazando en esta ecuación obtenemos.

$$M = \frac{\frac{\pi r^4}{4} 150 \text{ Ksi}}{c}$$

Para obtener estos valores se usará el diámetro estándar y longitud de una probeta para ensayos establecido por la norma ASTM E466. Y el valor correspondiente a 150 Ksi en Pascales que es de 1034.25Mpa

$$M_{prob} = 66618.74 \text{ N} \times \text{mm}$$

Esfuerzo máximo en el eje

Se conoce que el radio del eje, debe ser mínimo 1,4 veces el radio de la probeta, en este caso calculamos para un eje de pulgada y media de diámetro que corresponde a un radio de 19.05 mm. Con estos valores podemos obtener el esfuerzo máximo que debe soportar el eje.

$$\sigma_{Eje} = \frac{M_{prob} \times c}{\frac{\pi r^4}{4}}$$

$$\sigma_{Eje} = 32.2 \text{ Mpa}$$

Además se debe tener en cuenta que el esfuerzo que el eje debe soportar en el punto de sujeción de la probeta y en el orificio hecho para su empotramiento. El mayor de estos esfuerzos será el que se tome para la selección del material.

Esfuerzo en el punto de sujeción de la probeta.

$$\sigma_{Ejeprob} = \frac{M_{prob} \times R}{\frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}}$$

Donde

R Corresponde al radio exterior del eje

r Corresponde al radio interior del eje

Tenemos.

$$\sigma_{Ejeprob} = 16.98Mpa$$

Esfuerzo en el orificio de sujeción de la probeta.

$$\sigma_{Ejeorif} = \frac{M_{prob} \times R}{\frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}}$$

Donde

R Corresponde al radio exterior del eje

r Corresponde al radio interior del orificio en el eje

Tenemos.

$$\sigma_{Ejeorif} = 53.31Mpa$$

Así se puede determinar que el mayor esfuerzo que debe soportar en eje esta situado en el final del mismo, donde se encuentra el orificio que debe sujetar la probeta.

Estos valores deben ser sometidos a un factor de corrección mecánico, determinado para ejes que sufren un cambio brusco de sección. Este factor Fc es de 1.6. Además de un factor de seguridad Fs de 3, que asegura que el eje no

fallara al funcionar a un máximo nivel. Teniendo en cuenta estos valores se obtiene el mayor esfuerzo que debe soportar el eje al cual se llamara esfuerzo total.

$$\sigma_T = Fc \times Fs \times \sigma_{Ejeorif}$$

$$\sigma_T = 1.6 \times 3 \times 53.31 Mpa$$

$$\sigma_T = 255.88 Mpa$$

Como el límite de fatiga es aproximadamente la mitad de la resistencia a la tracción del material este valor se convierte en $\sigma_T = 511.77 Mpa$.

Se selecciona como material el acero AISI 1045 cuyas características mecánicas se pueden observar en la Tabla 3. Su resistencia a la tracción es de 60 Kg/mm² que son equivalentes a 588Mpa. Valor mayor a los 511.77Mpa obtenidos como esfuerzo máximo. Lo que indica la idoneidad del material

La forma final del eje maquinado en acero AISI 1045 (Anexo A) se puede observar en la figura 29.

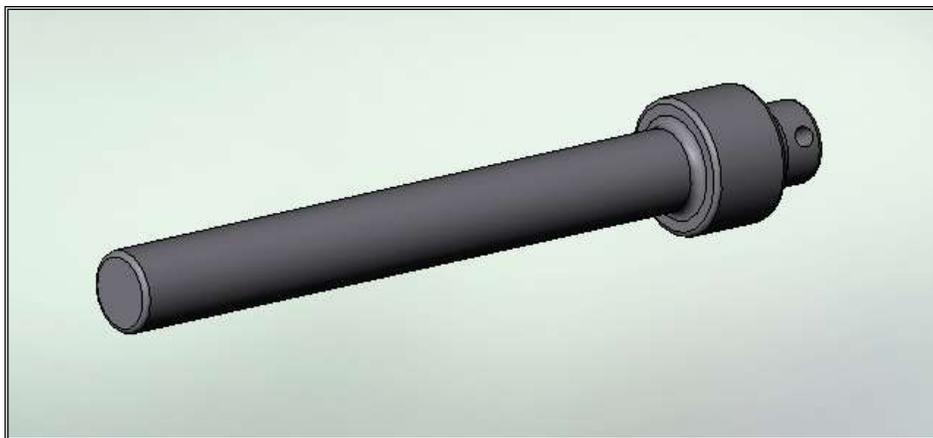


Figura 29) Eje principal. El autor

4.5.2.3. Selección de los Rodamientos.

Tomando en cuenta las características y prestaciones que se necesitan de los rodamientos, y la posibilidad de encontrarlos en el mercado. Se eligieron para ser utilizados. Los Rodamiento rígidos de bolas ETK 208 y su respectivo soporte (figura 30).

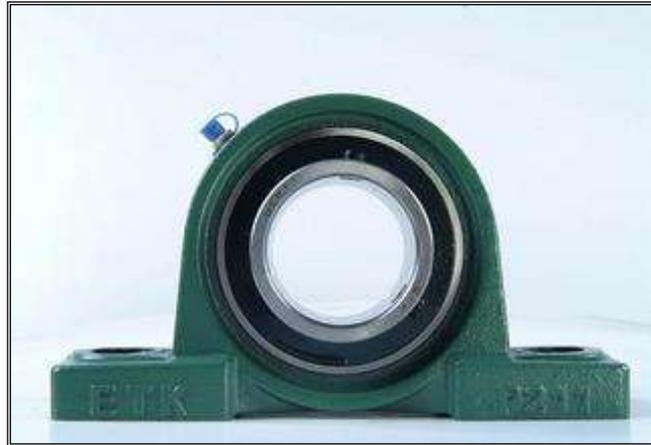


Figura 30) Soporte rodamiento rígido de bolas ETK 208 (Chumacera). Tomado del Catálogo General ETK, Inc. (c) 2007.

Los rodamientos se seleccionan tomando como referencia la vida útil que deben tener, ya que ningún rodamiento proporciona una durabilidad infinita y al llegar un cierto tiempo de uso este debe ser reemplazado.

La vida nominal de los rodamientos para equipos de diferentes usos esta estandarizada y dada en la tabla 1.

Clases de máquinas	L10h horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico.	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos	3 000 a 8 000

elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 1 2000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrífugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos.	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de eje de trasatlánticos.	Mayor a 100000

Tabla 1) Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas. Tomado del Catálogo General ETK, Inc. (c) 2007.

En este caso se diseñara una maquina para trabajo continuo las 24 horas del día. Aunque la maquina no estará en funcionamiento todos los días, si deberá soportar varios días continuos de uso de acuerdo al tipo de ensayo que en ella se realice.

El siguiente paso es investigar en el catalogo del rodamiento escogido sus valores nominales.

Eje	Dimensiones						Capacidad de carga		Velocidad de giro cinemáticamente permisible min ⁻¹	Velocidad de giro relativa térmica	Denominación abreviada Rodamiento FAG
	d mm	D	B	r _s min	r _{1s} min	a »	din C kN	estát. C ₀			
10	10	30	90	0,6	0,3	13	5	2,5	32000	26000	200
12	12	32	10	0,6	0,3	14	6,95	3,4	28000	25000	720
	12	37	12	1	0,6	16	10,6	5	24000	19000	130
15	15	35	11	0,6	0,3	16	8	4,3	24000	22000	202
	15	42	13	1	0,6	18	12,9	6,55	20000	17000	302
17	17	40	12	0,6	0,6	18	10	5,5	20000	20000	203
	17	47	14	1	0,6	20	16	8,3	18000	15000	303
20	20	47	14	1	0,6	21	13,4	7,65	18000	18000	204
	20	52	15	1,1	0,6	23	19	10,4	17000	13000	304
25	25	52	15	1	0,6	24	14,6	9,3	16000	16000	205
	25	62	17	1,1	0,6	27	26	15	14000	11000	305
30	30	62	16	1	0,6	27	20,4	13,4	13000	13000	206
	30	72	19	1,1	0,6	31	32,5	20	11000	10000	306
35	35	72	17	1,1	0,6	31	27	18,3	11000	12000	207
	35	80	21	1,5	1	35	39	25	9500	9000	307
40	40	80	18	1,1	0,6	34	32	23,2	9500	10000	208
45	45	85	19	1,1	0,6	37	36	26,5	8500	9500	209
	45	100	25	1,5	1	43	60	40	7500	7500	309
50	50	90	20	1,1	0,6	39	37,5	28,5	8000	9000	210
	50	110	27	2	1	47	69,5	47,5	7000	7000	310
55	55	100	21	1,5	1	43	46,5	36	7000	8500	211
	55	120	29	2	1	51	78	56	6300	6700	311
60	60	110	22	1,5	1	47	56	44	6300	7500	212
	60	130	31	2,1	1,1	55	90	65,5	5600	6300	312

Tabla 2) Características Rodamientos rígidos de bolas. Tomado del Catálogo General ETK, Inc. (c) 2007.

Utilizando los valores de la tabla 2 se calcula la vida nominal del rodamiento utilizando la siguiente formula.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^D$$

Donde.

L₁₀ corresponde a la vida estimada en millones de revoluciones.

C corresponde a la capacidad de carga dinámica.

P corresponde a la carga equivalente sobre el rodamiento, se calcula en función de las cargas radiales y axiales que afectan al rodamiento su fórmula depende del tipo de rodamiento a utilizar.

p corresponde a una constante, en este caso 3 para los rodamientos de bolas.

Se Procede al calculo de lo valores característicos.

$$P = X \times Fradial + Y \times Faxial$$

Los valores de **X** y **Y** son constantes adimensionales que varían para cada tipo de rodamiento, y son obtenidos de la tabla.

Juego Normal			
F _a /C ₀	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2
0,04	0,24	0,56	1,8
0,07	0,27	0,56	1,6

0,13	0,31	0,56	1,4
0,25	0,37	0,56	1,2
0,5	0,44	0,56	1

Tabla 3) Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Tomado del Catálogo General ETK, Inc. (c) 2007.

Para el caso de diseño, el rodamiento no debe soportar carga axial, por tal motivo se obvia la constante **Y**. Observando la tabla 3, se deduce que el valor de la constante **X** es igual para todos los rodamientos de bolas. Por consiguiente la formula se transforma en.

$$P = X \times Fradial$$

Utilizando los datos del problema inicial del diseño y el programa de simulación dinámica CosmoWorks se obtiene una aproximación de la Fradial.

$$P = 0.56 \times 1600 N$$

$$P = 896 N$$

Conociendo este valor se puede calcular la vida nominal. Sabiendo que la capacidad de carga dinámica estimada por el fabricante es de 32 KN.

$$L_{10} = \left(\frac{32000 N}{896 N} \right)^3$$

$$L_{10} = 45533.93$$

Ahora usando la siguiente formula se conocerá la vida real en horas de funcionamiento (L_{10h}).

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60N} \right) L_{10}$$

Donde:

N corresponde a la velocidad nominal del eje en rpm.

Solucionando la ecuación, recordando que la velocidad nominal para los ensayos de fatiga es de 1750 rpm. Tenemos.

$$L_{10h} = 433656.2$$

Este valor esta dado en horas de servicio y según la Tabla No 5. corresponde al tipo de maquinas para trabajo continuo, 24 horas al día. Debemos recordar que existen ensayos que pueden durar varios días en desarrollarse, por lo tanto el valor corresponde a estas prestaciones.

De esta manera se demuestra que el rodamiento seleccionado cumple con las características deseadas y se encuadra en los rangos de funcionamiento requeridos.

4.5.2.4. Resultado final del diseño del sistema de tracción, y sujeción de la probeta

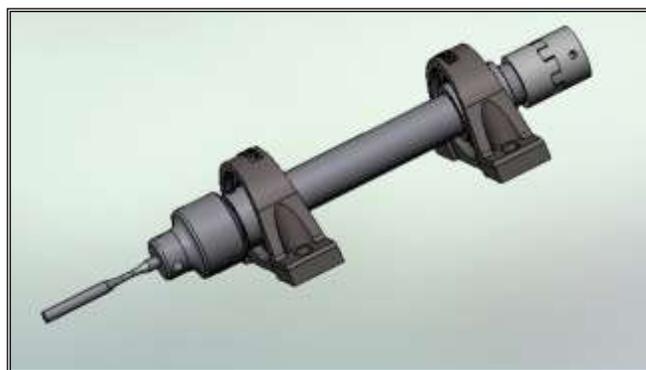


Figura 31) Ensamblaje Sistema de tracción y sujeción de la probeta. El autor

4.5.3. Diseño Del Sistema De Carga

El sistema de carga debe transmitir el esfuerzo aplicado que producirá la flexión en la probeta, este esfuerzo debe ser aplicado en un punto determinado, que es el más lejano a su empotramiento en el eje.

Para tal fin se ideó un sistema compuesto por dos piezas.



Figura 32) Soporte Contrapeso. El autor

El soporte de contrapeso, como se llamara esta pieza, tiene como función recibir la carga que producirá el esfuerzo. Es una pieza maciza de acero ASTM A36 (Anexo A), maquina mediante el uso del pantógrafo y la fresadora de banco adaptada con una broca escariadora, su geometría debe ser muy exacta al igual el ajuste con la segunda pieza constitutiva del sistema.

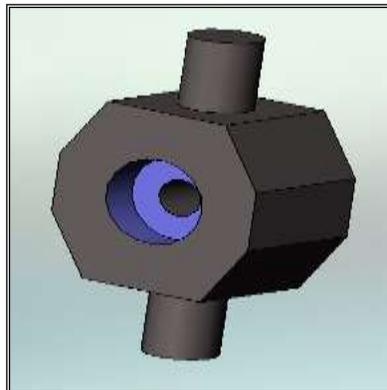


Figura 33) Contrapeso. El autor

El contrapeso esta elaborado en acero 1045 (Anexo A), maquinado usando el torno rotativo. Tiene como función transmitir el esfuerzo a la probeta, además de proporcionarle capacidad rotativa a la misma. Usando las cavidades que posee, se ubican rodamientos que permiten que la probeta gire a la velocidad indicada para el ensayo (Figura 34).

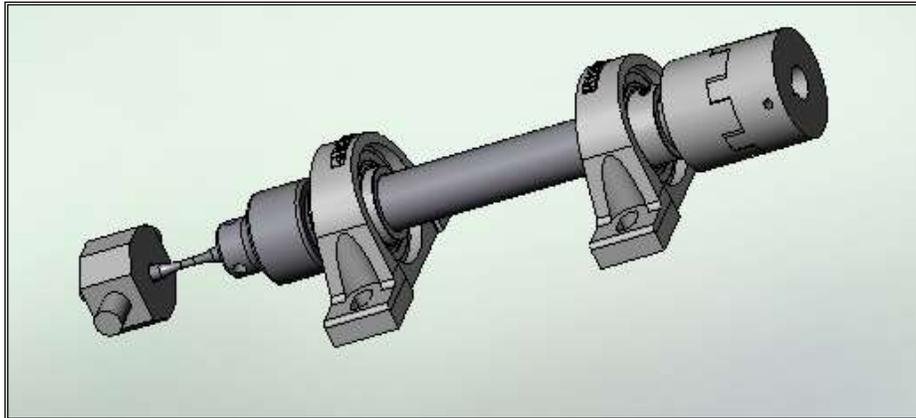


Figura 34) Ensamblaje contrapeso – Sistema de tracción. El autor

Su geometría le permite ajustar en la otra pieza constitutiva del sistema (Figura 35).



Figura 35) Ensamblaje de las piezas del sistema de carga. El autor

El sistema de carga con sus rodamientos, esta dispuesto para ser ensamblado con los demás sistemas de la maquina.

4.5.4. Resultado final del diseño del sistema mecánico.

Al finalizar el Diseño y la construcción de todas las piezas se procede a realizar el ensamble de todos los sistemas mecánicos.

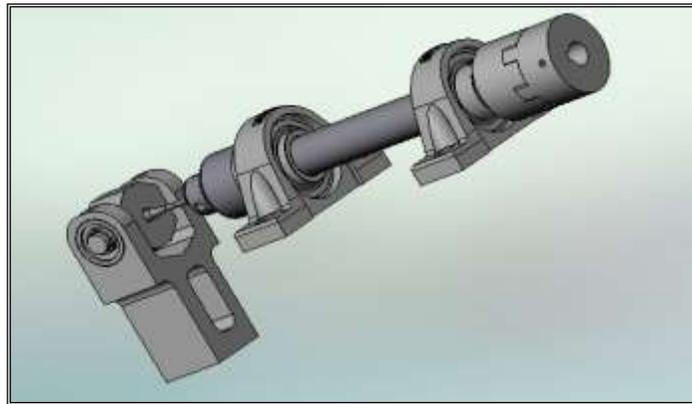


Figura 36) Ensamblaje Sistema de carga – Sistema de tracción. El autor

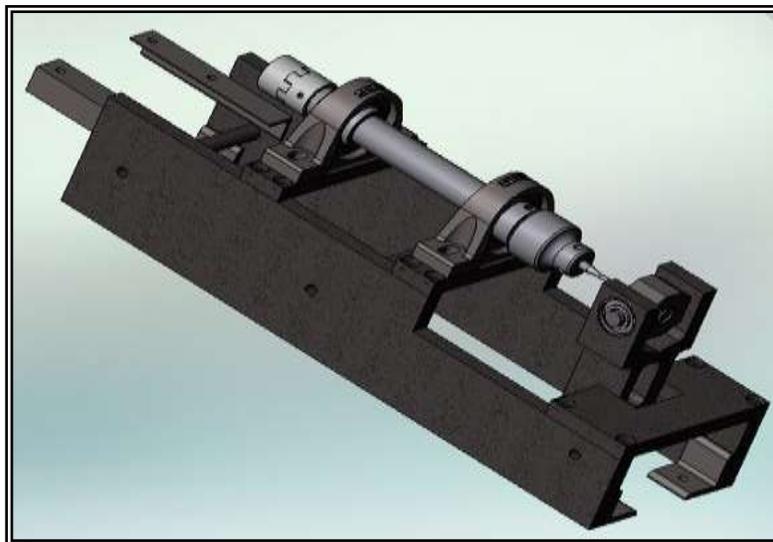


Figura 37) Ensamblaje Sistema de carga – Sistema de tracción – Bastidor. El autor

En la figura 37 se observa el montaje final de la maquina realizados todos los ensambles.

4.6. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

4.6.1. Selección y cálculos del motor

Como punto de partida se conoce el dato de la velocidad nominal que debe proporcionar el motor. Esta es 1750 rpm

A partir de este dato calcularemos las características y prestaciones del motor a utilizar.

Aceleración Angular:

$$\alpha = \left(\frac{\omega}{t} \right) = \frac{(2 \times \pi \times f)}{t}$$

Como norma se establece que el tiempo de arranque para los motores eléctricos en cálculos teóricos, es de 2 segundos. Con este dato podemos obtener

$$\alpha = 91.63 \frac{rad}{s^2}$$

Momento de arranque del motor:

Tomando como caso la aceleración constante, se tiene.

$$T = I \times \alpha + Tf$$

Donde.

α Corresponde a la aceleración angular del motor $\left(\frac{rad}{s^2} \right)$

I Corresponde al momento de inercia del sistema total $(Kg \times m^2)$

Tf corresponde al Torque resistente producido por los rodamientos ($N \times m$)

Momento de Inercia del Sistema Total.

$$I = I_{eje} + I_{acople} + I_{probeta}$$

Donde.

I_{eje} Corresponde al momento de inercia del eje ($Kg \times m^2$)

I_{acople} Corresponde al momento de inercia de el acople entre el motor y el eje ($Kg \times m^2$)

I_{probeta} Corresponde al Momento de inercia de la probeta ($Kg \times m^2$)

El acople tiene una estructura cilíndrica, igual que el eje y la probeta. El momento de inercia para un cilindro es.

$$I = \frac{1}{2} MR^2$$

Donde.

M Corresponde a la masa del cilindro

R Corresponde al radio del cilindro

Utilizando las herramientas del software de simulación CAD (Diseño Asistido por Computador), determinando el material y la geometría de las piezas, se pueden obtener los valores necesarios para realizar los cálculos.

$$I_{eje} = 71,49 \times 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{acople} = 14.51 \times 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

$$I_{acople} = 0.6 \times 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

Reemplazando los valores en la ecuación obtenemos el momento de inercia total del sistema.

$$I = 86.6 \times 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

Torque resistente producido por lo rodamientos

Los rodamientos de soporte del eje soportan una carga estimada de 650 N, mientras que los rodamientos del sistema de carga soportan aproximadamente 500 N.

$$Tf = Tf_1 + Tf_2$$

Donde.

Tf₁ Corresponde al momento resistente de los rodamientos que soportan el eje ($N \times m$)

Tf₂ Corresponde al momento resistente de los rodamientos del sistema de carga ($N \times m$)

R Corresponde al radio de rodadura de los rodamientos (m) Ver ecuación

F Corresponde al coeficiente de de los rodamientos (para los rodamientos rígidos de bolas es de 0.015)

$$Tf_1 = R_1 \times f(650N)$$

$$Tf_2 = R_2 \times f(500N)$$

Donde.

R_1 Corresponde al radio de rodadura de los rodamientos del eje

R_2 Corresponde al radio de rodadura de los rodamientos del sistema de carga

Radio de rodadura de los rodamientos

$$R = \frac{R_e + R_i}{2}$$

Donde.

R_i Corresponde al radio interior del rodamiento

R_e Corresponde al radio exterior del rodamiento

$$R_1 = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{0.01905 + 0.040}{2} = 0.02952$$

$$R_2 = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{0.0045 + 0.011}{2} = 0.00775$$

Reemplazando los valores en la ecuación del torque resistente producido por los rodamientos se obtiene.

$$Tf_1 = 0.02952 \times 0.015(650 N) = 0.2878$$

$$Tf_2 = 0.00775 \times 0.015(500 N) = 0.05812$$

$$Tf = Tf_1 + Tf_2 = 0.3459 Nm$$

Ahora reemplazando los valores en la ecuación del momento de arranque del motor se obtiene.

$$T = 86.6 \times 10^{-5} \text{ Kgm}^2 \times 91.63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} + 0.3459$$

$$T = 0.4252 \text{ N} \times \text{m}$$

Potencia de arranque del motor

Es la potencia necesaria para vencer el momento de inercia, e iniciar el movimiento.

$$P = T \times \omega$$

$$P = 0.4252 \times \omega$$

$$P = 77.92 \text{ W}$$

Para obtener la potencia total requerida para el sistema se debe adicionar a este valor la potencia consumida por lo rodamientos.

$$P_R = T \times \omega = F \times \mu \times r \times \omega$$

Donde

F Corresponde a la carga aplicada al rodamiento (N)

μ Corresponde al coeficiente de fricción (tomaremos como valor $\mu = 0.005$ que es el valor dado para condiciones desfavorables)

R Corresponde al radio de rodadura del rodamiento Ver ecuación del rodamiento.
(m)

ω Corresponde a la velocidad angular ($\frac{\text{rad}}{\text{s}}$)

$$P_{R1} = 650 N \times 0.005 \times 0.2952 m \times 183.26 \frac{rad}{s}$$

$$P_{R1} = 175.81 W$$

$$P_{R2} = 500 N \times 0.005 \times 0.05812 m \times 183.26 \frac{rad}{s}$$

$$P_{R2} = 26.62 W$$

$$P_R = 202.42 W$$

Por lo tanto la potencia total necesaria para el motor es.

$$P_T = P + P_R$$

$$P_T = 280.32 W$$

$$P_T = 0.3757 Hp$$

Estos valores obtenidos corresponden a los rangos admitidos por el motor escogido.

4.6.1.1. Arrancadores Y Protecciones Para El Motor

En el diseño del sistema de control de un motor trifásico se debe contemplar los problemas asociados a voltajes y a consumo de corriente. Para ello, se requieren dispositivos que estén en capacidad de supervisar los valores de voltajes y corrientes de operación del motor.

Existen muchos dispositivos en el mercado, desde los clásicos relés magnetotérmicos de sobrecarga, los supervisores electrónicos de voltaje, los relés electrónicos de sobrecarga.

Tomando en cuenta las características del circuito necesario para el funcionamiento de la máquina y los datos iniciales se deben determinar valores

nominales del motor y a partir de ellos seleccionar la mejor opción para su protección.

Primero debemos conocer la máxima corriente que debe soportar el motor, corriente que se produce en el momento de arranque del sistema, para ello, se utilizara la siguiente ecuación.

Corriente máxima

$$I_{\max} \cong 6 \times I_{\text{nominal}}$$

I_{nominal} corresponde a la corriente nominal del motor. (Conectado a 220 voltios es de 1.05 Amperios)

$$I_{\max} \cong 6 \times 1.05 A$$

$$I_{\max} = 6.3 A$$

Para este valor se selecciona el sistema de relé magnetotérmico de sobrecarga que maneja un rango de operación entre 4.2 y 6.8 amperios.



Figura 38) Relé. Tomado de directindustry Inc. (c) 2007.

El motor será accionado desde la interfaz con el computador, para tal fin se debe seleccionar un dispositivo que cumpla esta función de acople.

Se selecciona un contactor que cuenta con una bobina de 220V, que será accionada dentro de la misma red trifásica, esta bobina solo será accionada cuando se cumplan todas las condiciones descritas en el programa de control.

El relé es un dispositivo en el que cuando su bobina es alimentada con una corriente eléctrica, atrae a una pieza denominada armadura por medio de un electroimán, que a su vez acciona un juego de uno o varios contactos que permiten abrir o cerrar circuitos eléctricos.

La gran ventaja de los relés es la completa separación eléctrica entre la corriente de accionamiento (la que circula por la bobina del electroimán) y los circuitos controlados por los contactos, lo que hace que se puedan manejar altos voltajes o elevadas potencias con pequeñas tensiones de control.

Otra característica especial es la posibilidad de control de un dispositivo a distancia mediante el uso de pequeñas señales de control y con una sola señal de control.

Además se adicionara un interruptor de parada de emergencia, que abrirá el circuito alimentador del motor en caso de cualquier falla, será accionado manualmente por el usuario.



Figura 39) Interruptor parada de emergencia. Tomado de directindustry Inc. (c) 2007.

4.6.2. Diseño Del Circuito Eléctrico De Control

Para realizar el diseño del circuito es necesario tener en cuenta ciertas normas de seguridad, además entender como se desea operar la máquina y que se debe registrar dentro del programa.

El sistema de control debe ser capaz de encender la máquina cuando el operador lo desee y apagarla cuando se termine el ensayo o cuando se produzca una falla en la máquina no esperada.

Si el ensayo termina normalmente se necesita el registro del número de ciclos y el tiempo que duro la prueba.

El circuito de accionamiento de la bobina del contactor esta formado por dos contactos (relé) uno normalmente cerrado, que es el necesario para el paro de emergencia automático y el otro normalmente abierto que es para el inicio automático del ensayo; además cuenta con un contacto manual que se encuentra en la tapa de la caja del circuito para realizar los paros de emergencia manuales.

Es necesario conocer cuando la máquina se encuentra correctamente en funcionamiento y cuando la probeta para el ensayo ha fallado, esto se consigue con la ubicación de un sensor de proximidad en uno de los ejes principales, cuando la probeta falla el sensor deja de detectar, lo que indica que se debe desenergizar el motor terminando con esto el ensayo. Al mismo tiempo el sensor hace las veces de contador de giros del eje lo que permite conocer el número de revoluciones por minuto exacto de la máquina.

Estas características y requerimientos que debe cumplir el circuito eléctrico y de control, se resumen en el siguiente esquema.

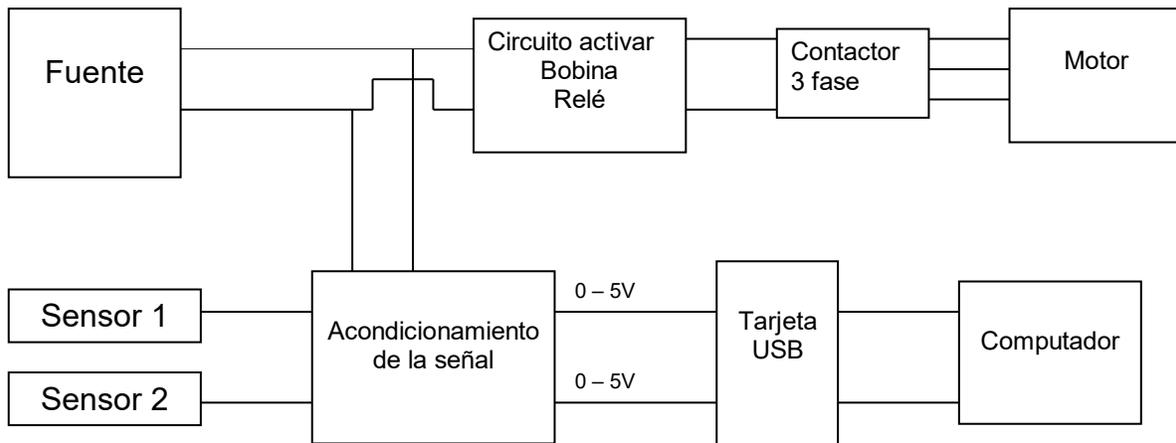


Figura 40) Diagrama esquemático de bloques circuito eléctrico. El autor.

Para cumplir con este fin se elaboro una tarjeta (figura 41). Que recibe las señales provenientes de los sensores, permite alimentar los circuitos, desarrolla el tratamiento de la señal, y entrega a la interfaz con el computador las señales adecuadas.

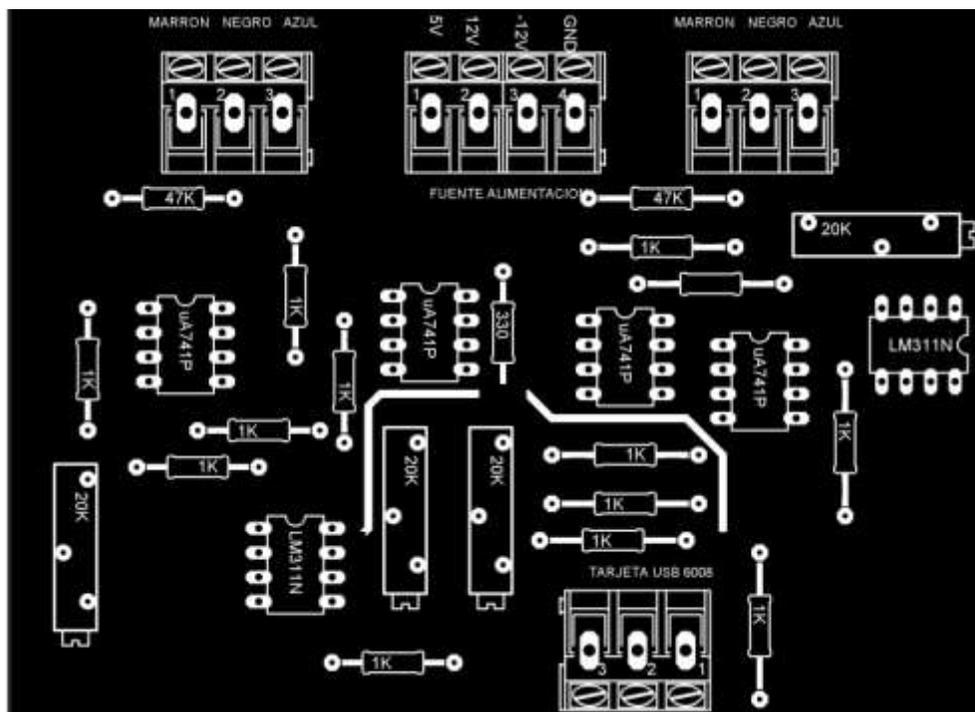


Figura 41) Tarjeta electrónica, circuito eléctrico. El autor

4.6.2.1 Sensores

Se seleccionaron los sensores inductivos PRX102-18N.



Figura 42) Sensor inductivo PRX102-18N, Tomado de Lantronica Inc. (c) 2007.

Los sensores inductivos de proximidad han sido diseñados para trabajar generando un campo magnético y detectando las pérdidas de corriente de dicho campo, generada al introducirse en él los objetos de detección.

Será necesario el uso de dos sensores de la misma característica. Uno para el contador de pulsos, que registrara el paso de un pin metálico, puesto a una distancia específica y constante en el cuerpo del eje. Y un segundo para la detección de la probeta, que será quien indique el estado de la prueba.

MODELO PRX 102-18N	
Distancia de detección	8mm
Alimentación	10 a 30 Vdc
Frecuencia de Switcheo	0.5 Khz
Corriente de Switcheo	200 mA
Corriente	10mA

Tabla 4) Características del sensor inductivo PRX102-18N, Modificada de Lantronica Inc. (c) 2007.

Tomando en cuenta la distancia máxima de detección de 8 mm (Tabla 4), se deben ubicar los sensores de tal manera que permitan su uso en un rango adecuado.

La alimentación y tratamiento de señal de los sensores, ya esta incluidas en el circuito de control.

4.6.2.2. Interfaz Con El Computador

Ahora que se tienen las señales de entrada y salida del circuito eléctrico y de control, es necesario contar con una interfaz entre dicho circuito y el computador, para este caso se elige la tarjeta usb 6008, la cual cuenta con el manejo de señales digitales y un contador de pulsos.



Figura 43) Tarjeta NI-USB 6008, Tomado de Nacional Instruments Inc. (c) 2007.

El USB-6008 de National Instruments brinda funcionalidad de adquisición de datos, incluye el software registrador de datos para ser programado mediante LabVIEW o lenguaje C.

Estas son las principales características por las cuales se selecciono la tarjeta.

- Alimentación de energía por el bus, por lo tanto no necesita una fuente de energía externa.
- Software controlador para Windows, Mac OS X y Linux
- Software registrador de datos listo para ejecutar usando LabView
- Instalación USB plug-and-play para un montaje rápido
- Ocho canales de entrada analógica de 14 bits, 12 líneas de E/S digital, 2 salidas analógicas, 1 contador. Suficientes para el desarrollo de la prueba. Ya que solo solicita dos salidas.

4.6.3. Programa De Funcionamiento

Para el desarrollo del programa de funcionamiento de la maquina, se seleccionó la programación mediante LabVIEW tomando en cuenta las siguientes características.

- Herramientas gráficas y textuales para el procesado digital de señales. Que permite crear programas, de manera organizada y amable con el usuario.
- Tiempo Real estrictamente hablando. Necesario para el control de la maquina
- Sincronización con el dispositivo seleccionado para la interfaz. La tarjeta usb 6008, incluye un programa completo de adquisición de datos, exclusivo para LabView.
- Es el programa mas conocido por los autores para realización de automatización y control.

Existen otras posibilidades para la programación, pero por las razones anteriormente descritas, se decidió usar LabView 8.2.

Diseño del programa de funcionamiento

El programa consiste en el manejo de las variables de entrada y salida de la tarjeta usb 6008, el elemento que conforma la entrada es el sensor, y los que conforman la salida son la señal de encendido y la señal de paro de emergencia.

En el interior del programa se manejan tanto la señal de encendido como la señal de paro de emergencia mediante interruptores. Para que se pueda accionar el inicio de la prueba, el sensor de presencia de la probeta, debe encontrarse encendido. En este momento el interruptor de parada de emergencia podrá ser accionado cuando se presenta alguna falla.

Un indicador digital mostrara los ciclos de carga que sucedan en el desarrollo de la prueba, y un cronometro la duración de la misma. Ellos iniciaran su funcionamiento en el momento de accionamiento del interruptor de inicio.

Cuando la probeta falle, el sensor de posicionamiento se desactivará, acción que originara el paro automático de la maquina. El contador de ciclos y el cronometro.

Se podrá generar un archivo de texto al finalizar la prueba.



Figura 44) Ventana principal programa de control. El autor

5. PRUEBAS

Se realizó una simulación, mediante ANSYS (Anexo C), con el fin de comprobar la fiabilidad de la máquina y su comportamiento teórico bajo carga.

Los resultados obtenidos fueron satisfactorios. Logrando determinar que la máquina entregaba un esfuerzo en voladizo aplicado a la probeta. Que las piezas constitutivas resistían la carga, y no sufrían deformaciones mayores o en rangos que pudiesen generar su destrucción.

Al finalizar la construcción y automatización de todos los dispositivos, se procedió a realizar pruebas físicas y reales.

Para comprobar la funcionalidad de la máquina. Se realizaron varias pruebas, tanto de duración, como de carga.

La máquina fue sometida a una carga de 34.8 Kg de peso. Que equivalen a 330 Mpa. Carga suficiente para hacer fallar un acero comercial. A continuación se referencia el cálculo.

$$\sigma = \frac{Mdr4 \times 9.8}{\pi r^4}$$

Donde.

r Es el radio de la sección de prueba de la probeta, estandarizado en 0.0045 m

σ Es el esfuerzo.

d Es la distancia desde el punto de aplicación de la carga hasta donde se produce el esfuerzo máximo en la sección de prueba de la probeta. Estandarizada en 0.07 m

M Es la magnitud de la masa puesta en el sistema de carga.

9.8 Es la constante de la fuerza de gravedad.

$$\sigma = \frac{(34.8Kg)(0.07m)(0.0045m)(4)(9.8)}{\pi(0.0045m)^4}$$

$$\sigma = 330Mpa$$

El esquema y distancias de aplicación de fuerzas se explica e la figura 45.

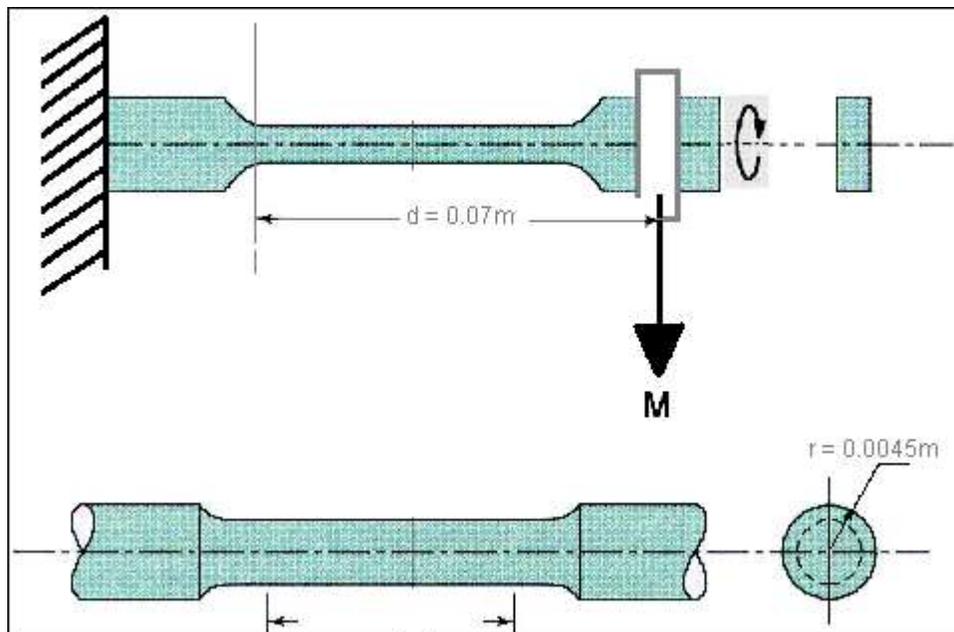


Figura 45) Esquema de aplicación de fuerzas y distancias (probeta). Modificado de Hamrock 2000.

La probeta se encuentra empotrada, se aplica una carga en voladizo. Esta carga se encuentra multiplicando la magnitud de la masa por la fuerza de gravedad.

El mayor esfuerzo se produce en la zona de prueba de la probeta, donde esta tiene una menor sección trasversal. Teóricamente la probeta debe fallar en el punto más lejano de esta sección de prueba.

Se uso una probeta normalizada, elaborada en acero 1020.

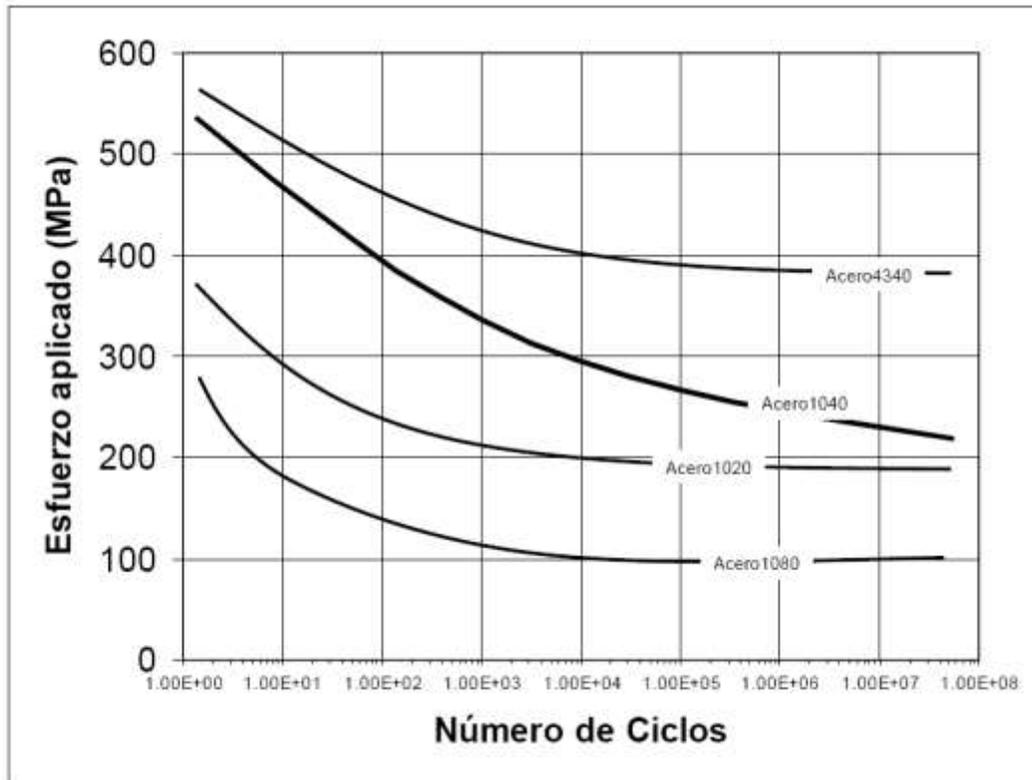


Figura 46) Diagrama de esfuerzos para diferentes aceros. Modificado de Hamrock 2000.

En la figura 46. Buscando la curva de esfuerzos para el acero 1020. Observamos que la carga aplicada y el esfuerzo que ella produce (330Mpa), son superiores al límite de fatiga. Y por consiguiente son suficientes para hacer fallar la probeta.

Se procedió a accionar el dispositivo y realizar el ensayo.

La probeta falló, luego de 19 minutos de prueba. Los mecanismos de seguridad, la parada automática y el programa de control, funcionaron como se tenía planeado.

El contador de pulsos y cronómetro funcionaron perfectamente, y se detuvieron al fallar la probeta.

Se obtuvo como conclusión de la prueba, que la máquina está en capacidad de realizar un ensayo de fatiga por medio de flexión cantilever.



Figura 47) Probeta fracturada luego del ensayo de prueba.

En la figura 47. Se puede observar que la probeta fallo por la sección donde teóricamente se supuso, en el punto mas alejado de la zona de prueba.

CONCLUSIONES

La maquina finalizada y puesta en funcionamiento esta en capacidad de cumplir con todos los requerimientos estandarizados por las normas internacionales, para realizar ensayos en materiales metálicos por flexión rotativa cantilever.

El factor de seguridad y corrección de fallas utilizado en el calculo de las piezas constitutivas de la maquina, permiten que ellas soporten las condiciones máximas de prestaciones, sin sufrir mayor deformación y calentamiento, como lo muestra la simulación en ANSYS 2008.

La maquina de ensayos posee características de seguridad, que le proporcionan la capacidad de ser utilizada por personal sin experticia en su manejo, para tal fin el usuario debe seguir las instrucciones consignadas en el manual de funcionamiento.

La interfaz con el computador, permite el manejo remoto durante el desarrollo de la prueba, aumentando las características de seguridad de la misma.

Se logro disminuir el fenómeno de vibración, principal preocupación en el diseño efectuado. Las vibraciones existentes, no influyen en el desarrollo del ensayo.

Existen mejoras y maniobras, que se pueden realizar para mejorar el desempeño y funcionamiento de la maquina. Estas posibles mejoras serán descritas en las recomendaciones.

RECOMENDACIONES

El manual de operaciones especifica el procedimiento idóneo para realizar la prueba, y la forma de adquirir los datos que arrojen las mismas.

Este documento es de vital importancia para el uso futuro y con éxito de la maquina de ensayos de fatiga, en el aspecto educacional, finalidad última de su construcción.

Los elementos constitutivos, piezas y dispositivos, cumplen cada uno de ellos, una función especifica en el funcionamiento de la maquina, por ningún motivo se deben hacer cambios y arreglos empíricos, ya que estos pueden generar daños irreparables. Si es necesario realizar cambios, mejoras y evoluciones, estas deberán cumplir con las características de un diseño ingenieril.

El sistema de carga diseñado para la maquina, esta sujeto a mejora, ya que el método utilizado, mediante un tornillo, genera fallas en la perpendicularidad de la carga con el plano de la mesa. Se deben desarrollar maniobras para proveer esta perpendicularidad, y no afectar el desarrollo de la prueba.

Igualmente, los pesos que se apliquen deben estar bien definidos, Una opción es la adquisición de pesas elaboradas en fundición, cada kilogramo de las mismas tiene un costo e el mercado de \$ 3.000 pesos.

La lubricación de los rodamientos, tanto del sistema de tracción, como del motor, deberá realizarse periódicamente, teniendo en cuenta la sollicitación de la maquina.

Aunque el dispositivo en funcionamiento, no genere libaciones mayores. Seria de gran importancia, su anclamiento al piso, acción que permitiría un mejor uso de la maquina finalizada.

BIBLIOGRAFÍA

ROBERT, Norton, Diseño de maquinas, Edición 1999, editorial pearson educación

BERNAND Hamrock, Elementos de maquinas, Edición 2000, Editorial Mc Graw Hill

R.P. Reed, J.H. Smith, the Economist effects of fracture in the united states, U.S. Dep. of Commerce, National Bureau of Standard, Washington, D.C.,1983

American Society for Testing and Materials (ASTM E466, E1049, E1150).

Stphen J. Chapman. Maquinas eléctricas. Tercera edición. Mc Graw Hill.

James F. Shakelford, Alfredo Quemes. Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros. Cuarta edición. Mc Graw Hill.

Muhammad H. Rashid. Electrónica de potencia. Circuitos, dispositivos y aplicaciones. Ed. Pearson Education.

López Cuellar E. Diseño de una maquina de fatiga para el estudio de alarmes metálicos, 2002.

Vedia, Svoboda. ENSAYOS INDUSTRIALES, FATIGA, Dpto. de Ingeniería Mecánica y Naval, Universidad de Buenos Aires. 2005.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

<http://www.ironplanet.com/>

<http://www.cga.com.co/>

<http://www.etk.com/>

<http://www.zwick.es/>

<http://www.purdue.edu>

<http://www.gunt.de>

<http://www.directindustry.es>

<http://www.lantronica.com.ar>

ANEXO A. MATERIALES Y MAQUINARIA PARA MAQUINADO DE LAS PIEZAS.

Los materiales se seleccionan para diversas aplicaciones y componentes adecuando las propiedades del material a las condiciones funcionales requeridas por el componente. El primer paso en el proceso de selección requiere que se analice la aplicación para determinar las características más importantes que debe poseer el material. ¿Debe ser el material resistente, rígido o dúctil? ¿Estará sometido a la aplicación de una gran fuerza, o a una fuerza súbita intensa, a un gran esfuerzo, a elevada temperatura o a condiciones de abrasión?

Una vez determinadas las propiedades requeridas se selecciona el material apropiado usando datos que se encuentran en los manuales. Sin embargo, se debe saber cómo se obtienen las propiedades listadas en los manuales, saber qué significan y darse cuenta que resultan de pruebas ideales que pueden no aplicarse con exactitud a casos reales de la ingeniería.

Un factor a tener en cuenta es la disponibilidad del material en el mercado, además de su precio.

Tomando en cuenta estos ítems. Se seleccionaron para la construcción y ensamblaje de la maquina los siguientes materiales.

Acero ASTM A36

El material que se empleará para la construcción de la estructura de la maquina de ensayos es un acero estructural, el cual presenta propiedades optimas para las condiciones de servicio a las que estará sometida.

Es un material bastante resistente, no es frágil, presenta buena ductilidad a la vez que su resistencia es aceptable.

Por estas razones y por ser un material de fácil adquisición y costos relativamente bajos en el mercado se ha seleccionado el acero estructural ASTM A36, el cual

presenta la composición química y las propiedades mecánicas registradas en la Tabla 1.

COMPONENTE	C	Cu	Fe	Mn	P	S
Wt. %	0.26	0.2	99	0.75	Max 0.04	Max 0.05

PROPIEDADES FÍSICAS	Sis. Métrico	Sis. Ingles	Comentarios
Densidad	<u>7.85 g/cc</u>	0.284 lb/in ³	
PROPIEDADES MECÁNICAS			
Resistencia a la Tracción	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi	
Alargamiento porcentual de ruptura	20 %	20 %	en 200 mm.
Alargamiento porcentual de ruptura	23 %	23 %	En 50 mm.
Modulo de elasticidad	<u>200 GPa</u>	29000 ksi	
Resistencia la compresión	<u>152 MPa</u>	22000 psi	

Tabla 1) Composición Química y Propiedades mecánicas del Acero ASTM A36. Modificado de IronPlanet, Inc. (c) 2007.

Se eligió utilizar el corte mediante el pantógrafo, que utiliza el plano a escala real de la pieza, entregando piezas de gran exactitud, cualidad necesaria para la calidad del ensamblaje final de la maquina.

Además el corte mediante este método no genera cristalización del material y no altera las características mecánicas de material.



Figura 1) Corte con pantógrafo. Tomado de la Compañía General de Aceros, Inc. (c) 2007.

Para el terminado y maquinado de las piezas se utiliza una fresadora de banco (Figura 15), adecuada con una broca escariadora (Figura 16), ideal para dar terminado y medidas exactas a las piezas.



Figura 3) Broca Escariadora. Tomado de IronPlanet, Inc. (c) 2007

Figura 2) Fresadora de banco. Tomado de IronPlanet, Inc. (c) 2007

Nombre de la Pieza	Cantidad
Placas Bases (Figura 17)	2
Placas Soporte Chumaceras (Figura 20)	2
Placa Soporte Contrapeso (Figura 21)	1
Ángulos de empotramiento (Figura 22)	4
Soporte Contrapeso (Figura 30)	1

Tabla 2) Piezas elaboradas en Acero ASTM A36. El Autor

Acero AISI SAE³ 1045

Para la construcción del eje y parte del sistema de carga se usará acero AISI (American Iron and Steel Institute) SAE (Society of Automotive Engineers) 1045. Es un acero de buena resistencia y que cumple con las especificaciones de la maquina, Es usado ampliamente en la construcción de ejes y cigüeñales en la industria automotriz, además de piezas pequeñas que sufren grandes esfuerzos.

GRADO	EQUIVALENCIAS APROXIMADAS EN OTRAS MARCAS	ANÁLISIS QUÍMICO	PROPIEDADES MECÁNICAS					
			ESTADO DE SUMINISTRO	RESISTENCIA TRACCIÓN Kg./mm ²	LIMITE ELÁSTICO Kg./mm ²	ALARGAMIENTO %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL
1045	SAE/AISI: 1045 DIN: CK-45 IHA: F-114	C: 0.43-0.50 Mn: 0.60-0.90 P máx.: 0.040	LAMINADO EN CALIENTE	60	38	16	40	220/240
	AFNOR: XC-45 BOEHLER: H	S máx.: 0.050 Si: 0.20-0.35	CALIBRADO	65	54	10	35	250/280

Tabla 3) Composición Química y Propiedades mecánicas del Acero AISI SAE 1045. Modificado de IronPlanet, Inc. (c) 2007

Nombre de la Pieza	Cantidad
Eje Principal (Figura 27)	1
Contrapeso (Figura 31)	1

Tabla 4) Piezas elaboradas en Acero ASTM 1045. El autor

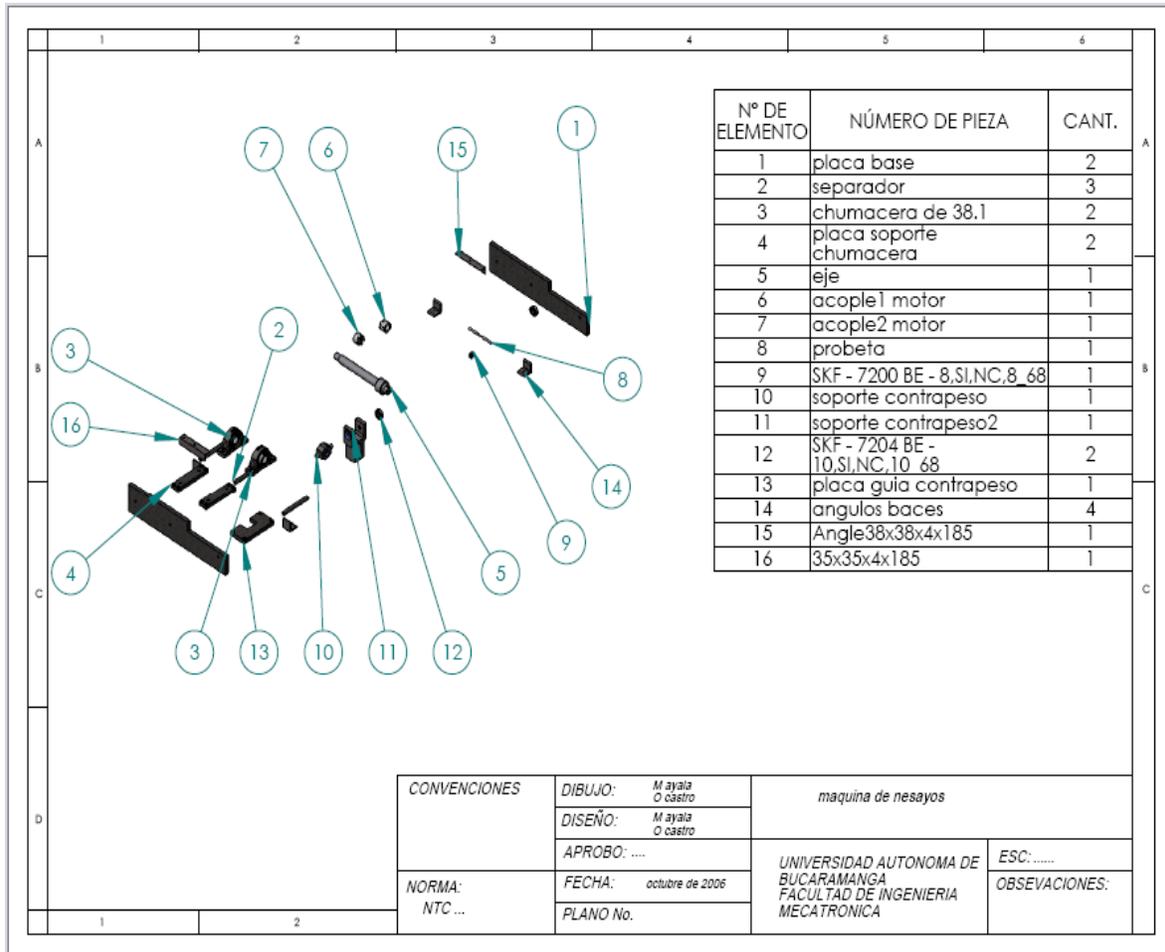
³ Sistema de clasificación de Aceros propuesto por el Instituto Norteamericano del Hierro y el Acero, A.I.S.I y la Sociedad Norteamericana de Ingenieros Automotores S.A.E.

ANEXO B: PLANOS

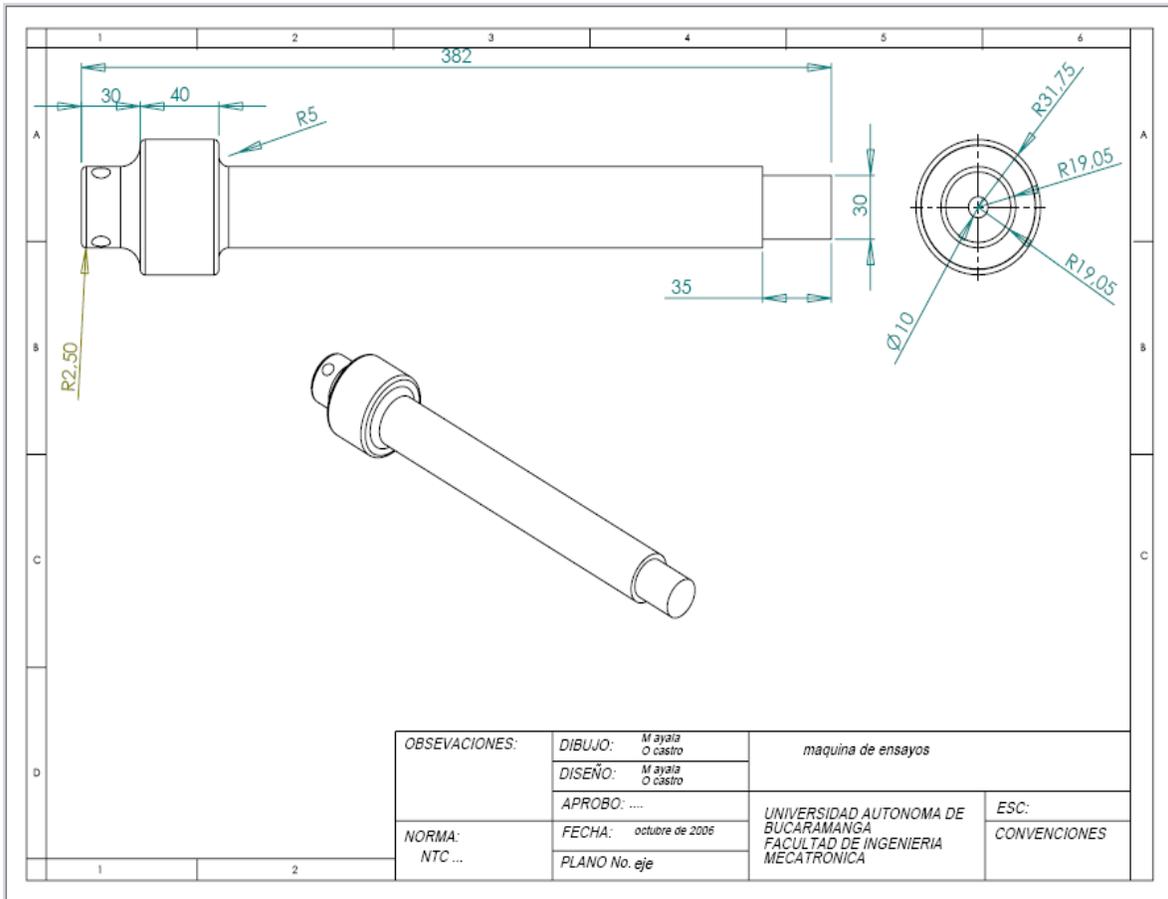
Ensamble general

	1	2	3	4	5
	N° DE ELEMENTO	NÚMERO DE PIEZA		CANTIDAD.	
	1	placa base		2	
	2	separador		3	
	3	chumacera de 38.1		2	
	4	placa soporte chumacera		2	
	5	eje		1	
	6	acople1 motor		1	
	7	acople2 motor		1	
	8	probeta		1	
	9	SKF - 7200 BE - 8.SI,NC,8_68		1	
	10	soporte contrapeso		1	
	11	soporte contrapeso2		1	
	12	SKF - 7204 BE - 10.SI,NC,10_68		2	
	13	placa guia contrapeso		1	
	14	angulos bases		4	
15	Angle38x38x4x185		1		
16	35x35x4x185		1		
D	OBSERVACIONES:		DIBUJO: <i>M ayala</i> <i>O cáastro</i>	<i>maquina de nesayos</i>	
			DISEÑO: <i>M ayala</i> <i>O cáastro</i>		
			APROBO:	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	ESC:
NORMA:		FECHA: <i>octubre de 2006;</i>	FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA		CONVENCIONES
NTC ...		PLANO <i>No.ensam general</i>			
1	2				

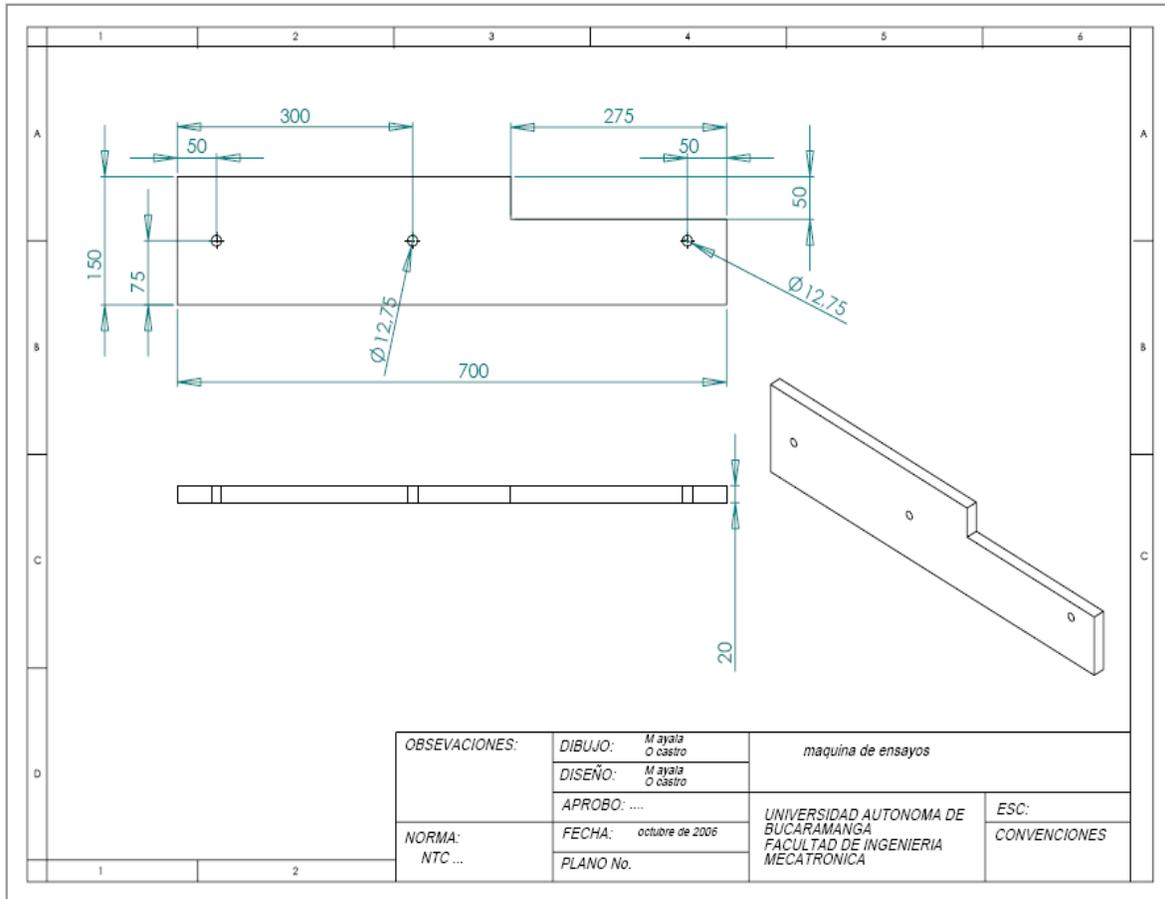
Ensamble explosionado



Eje Principal

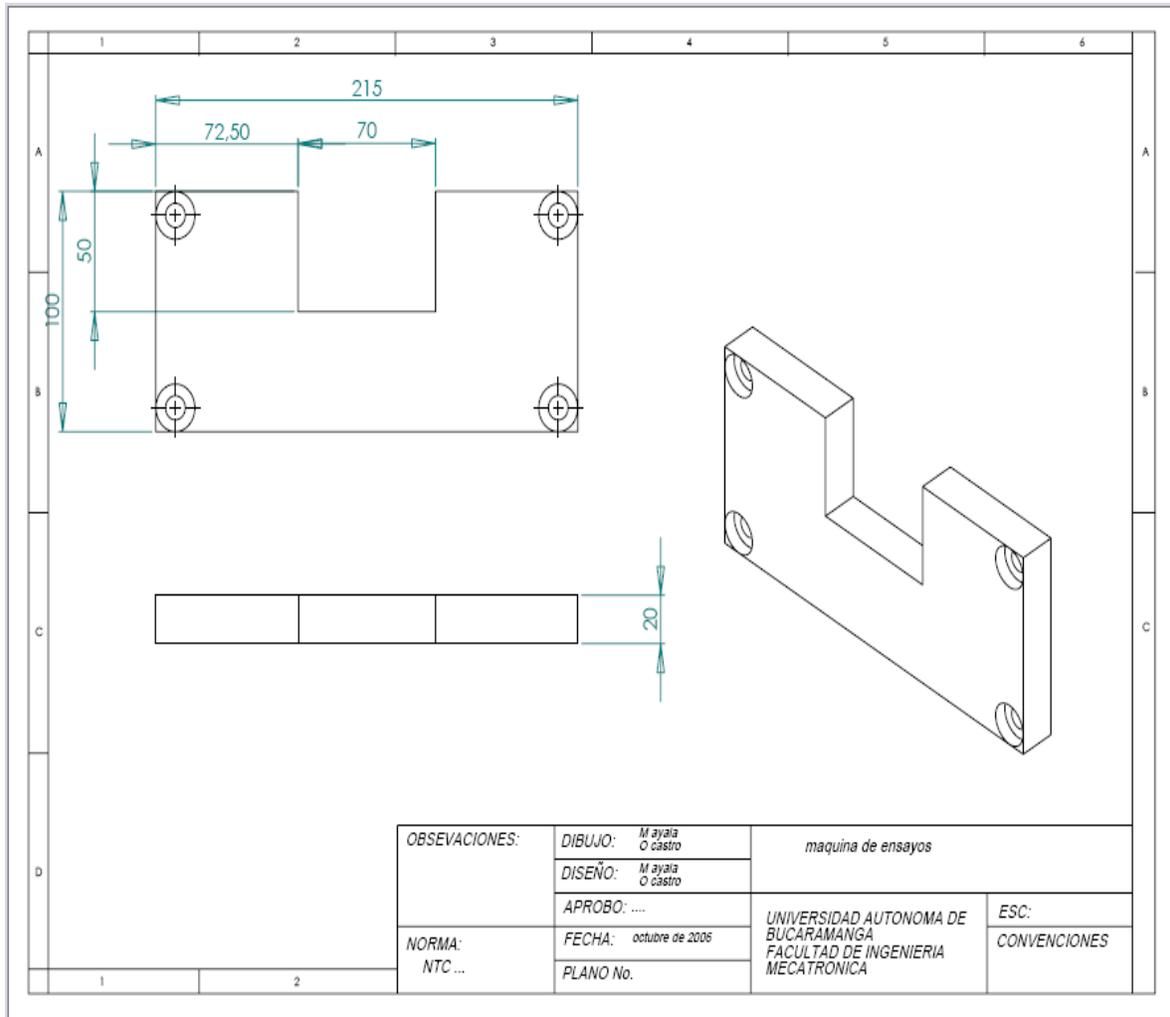


Placa Base

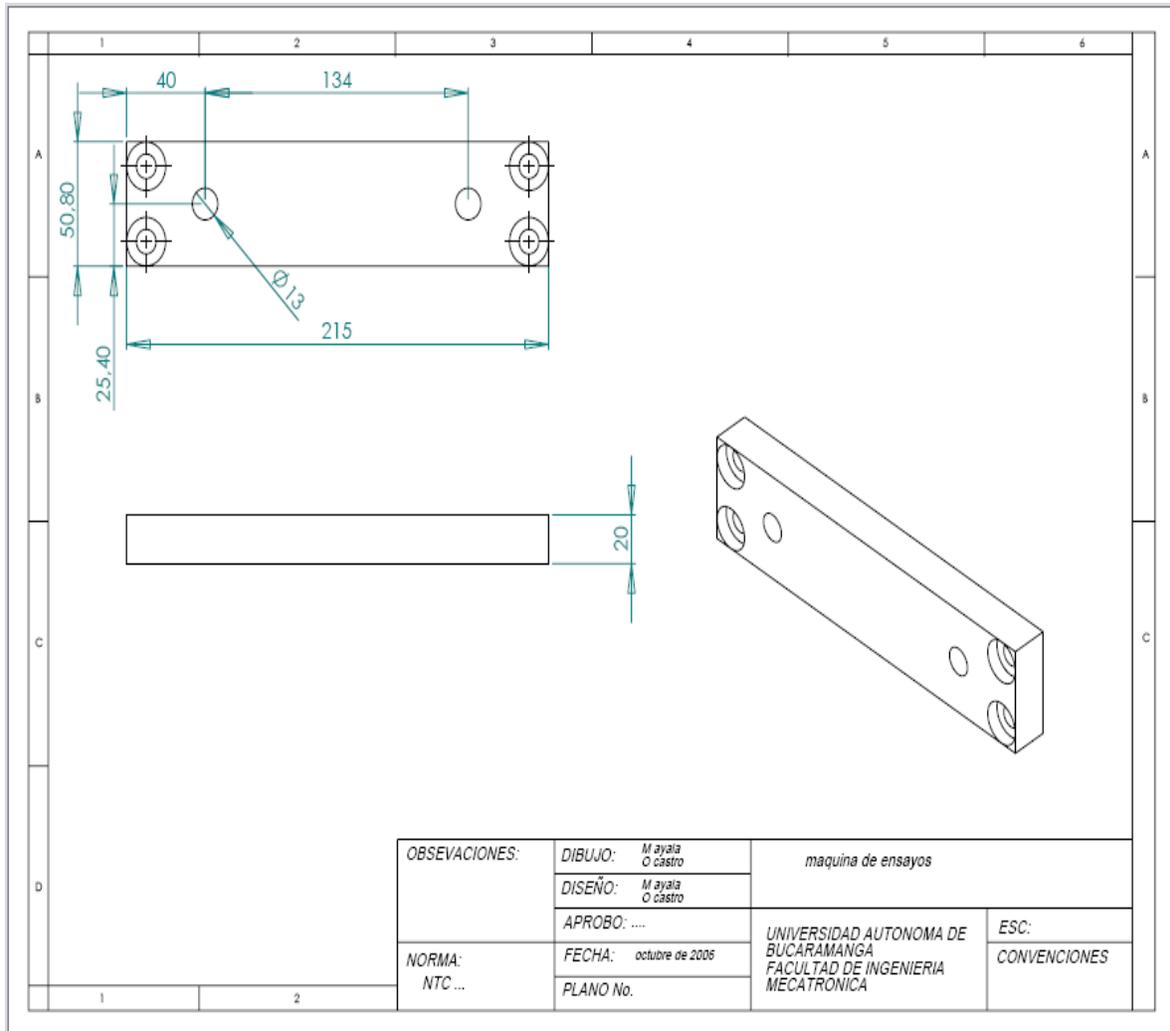


OBSERVACIONES:	DIBUJO:	M ayala O castro	maquina de ensayos	
	DISEÑO:	M ayala O castro		
	APROBO:			
NORMA: NTC ...	FECHA:	octubre de 2006	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA	ESC:
	PLANO No.			CONVENCIONES

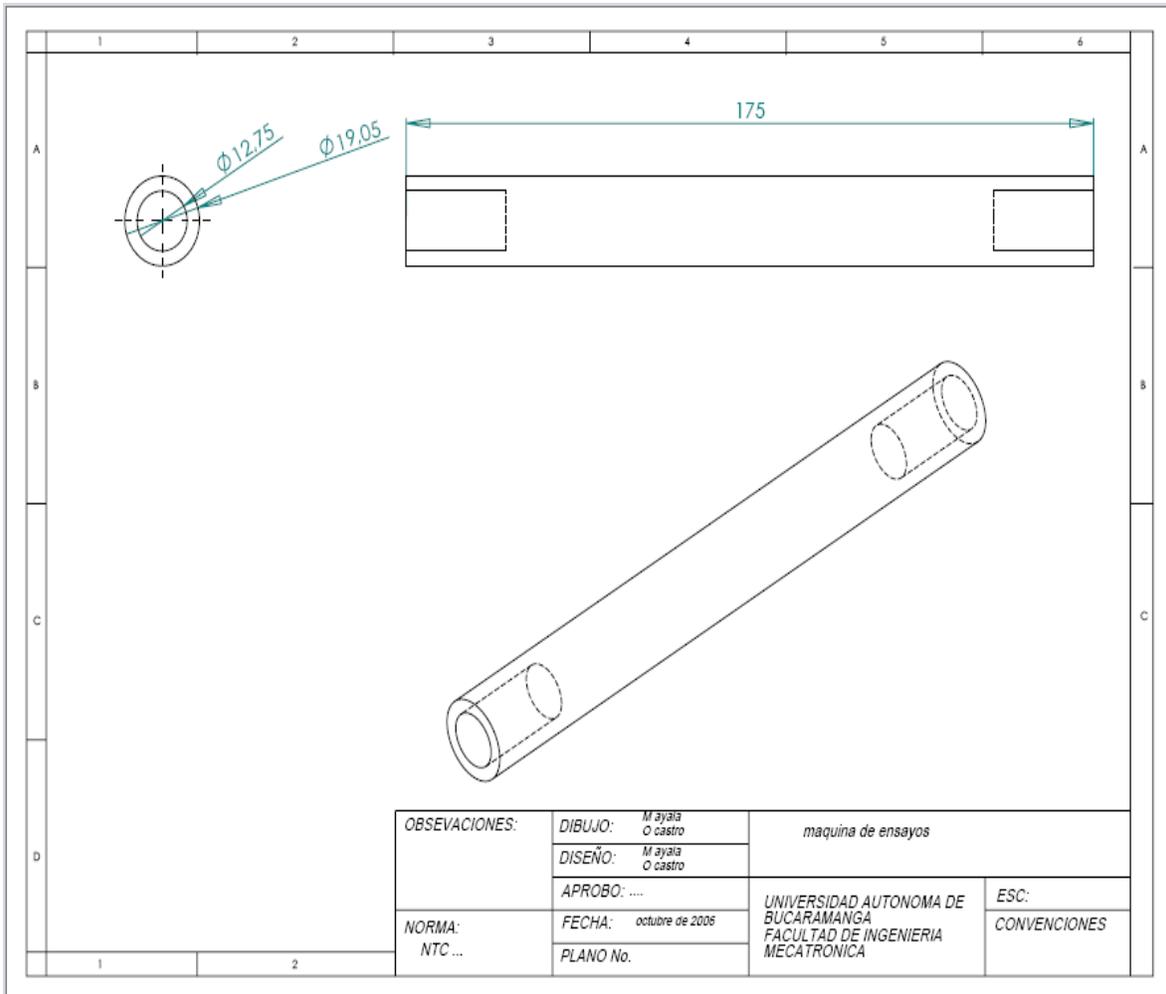
Placa Guía Contrapeso



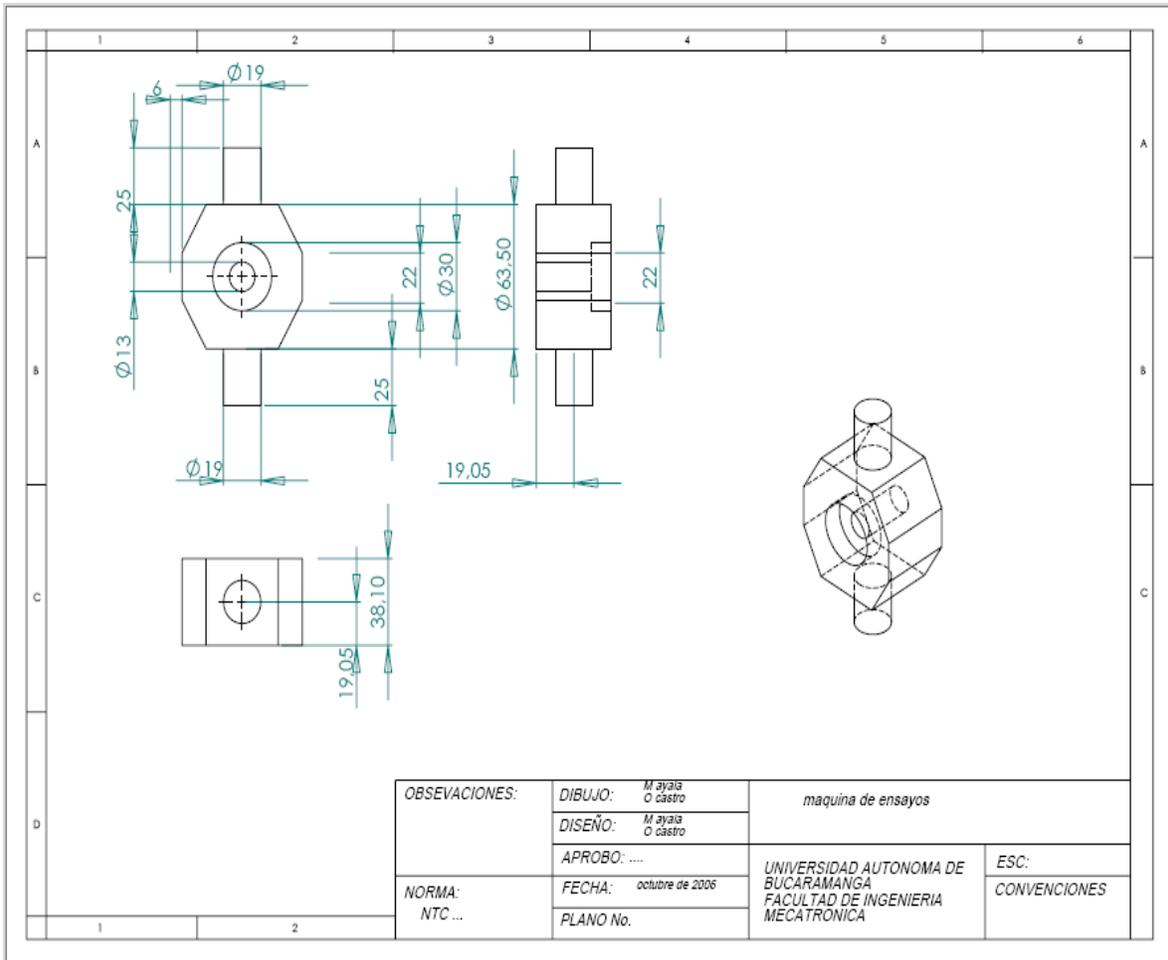
Placa Soporte Chumacera



Separador

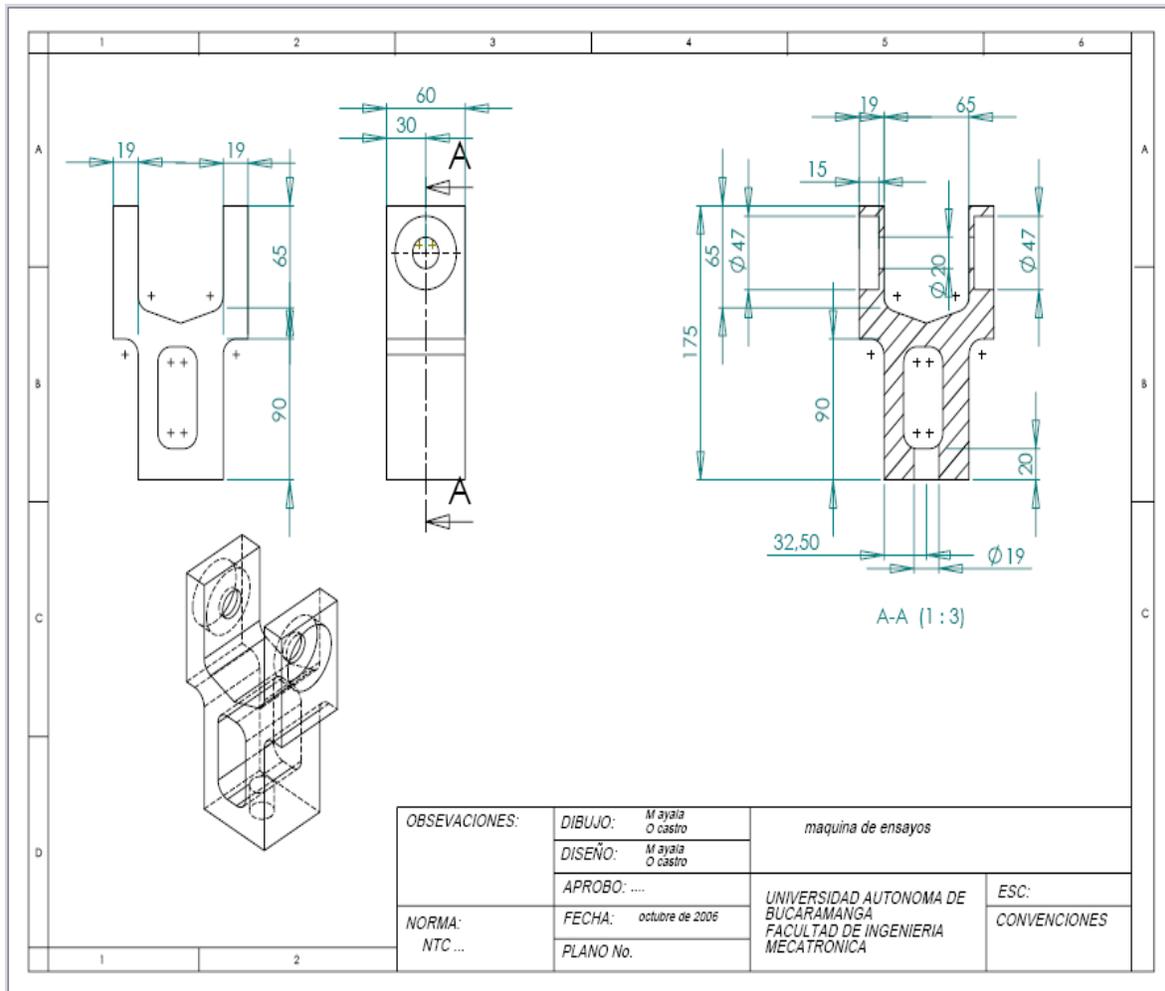


Soporte Contrapeso



OBSEVACIONES:	DIBUJO: M ayala O cástro	maquina de ensayos	
	DISEÑO: M ayala O cástro		
	APROBO:	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA	ESC: CONVENCIONES
NORMA: NTC ...	FECHA: octubre de 2006		
	PLANO No.		

Soporte Contrapeso 2

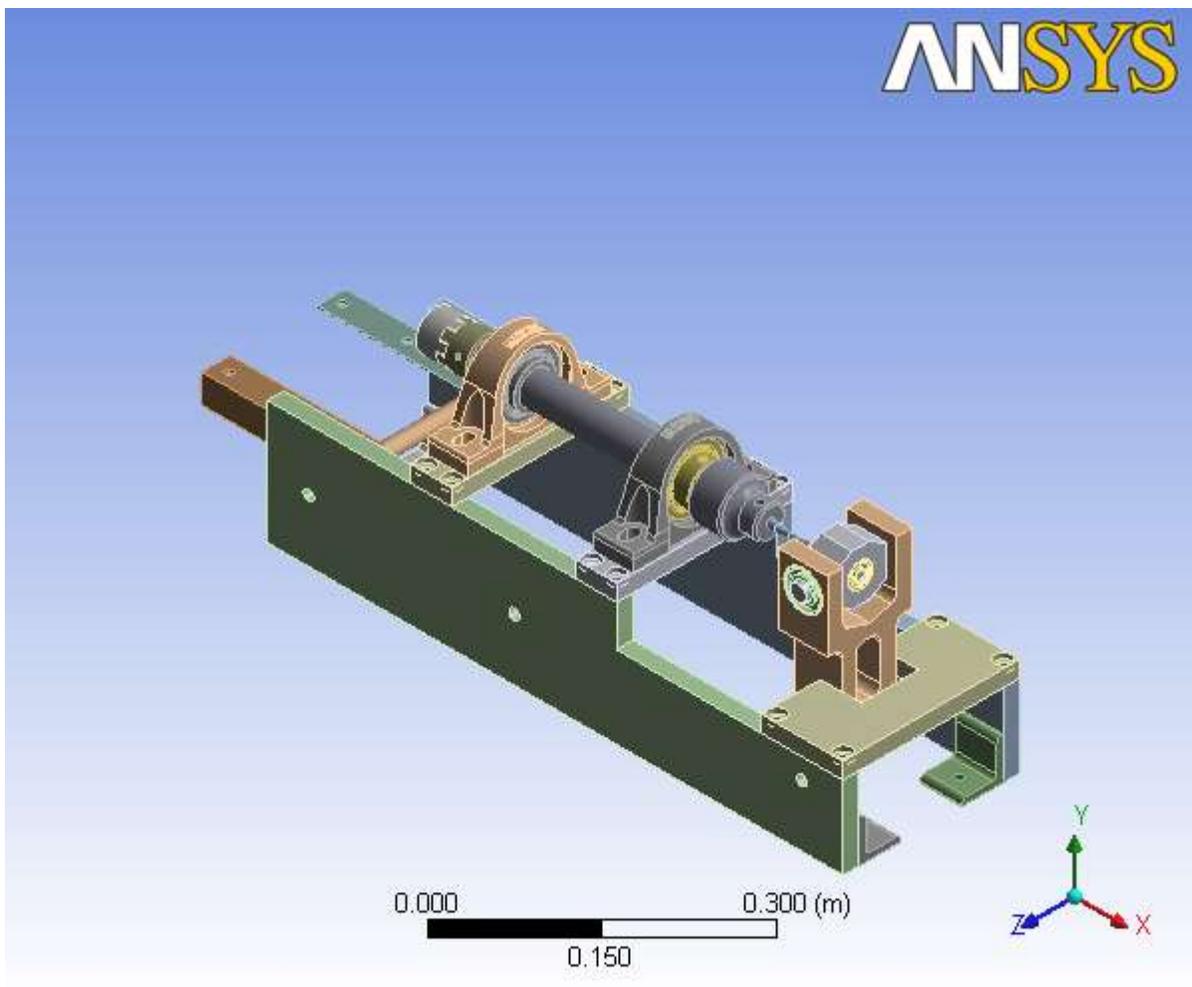


ANEXO C. INFORME SIMULACIÓN REALIZADA EN ANSYS 2008.



Project. MAQUINA PARA AUTOMATIZAR ENSAYOS DE FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS POR FLEXIÓN CANTILEVER

First Saved	Sunday, October 21, 2007
Last Saved	Sunday, October 21, 2007
Product Version	11.0 Release



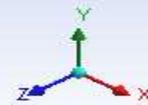
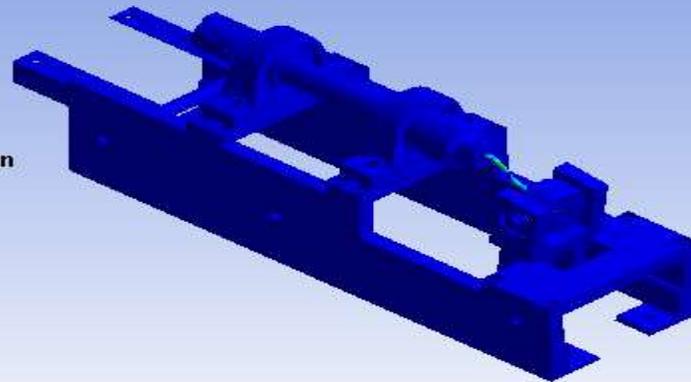
Equivalent Elastic Strain

Type: Equivalent (von-Mises) Elastic Strain

Unit: m/m

Time: 1

22/10/2007 09:54 a.m.



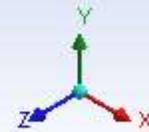
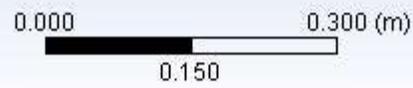
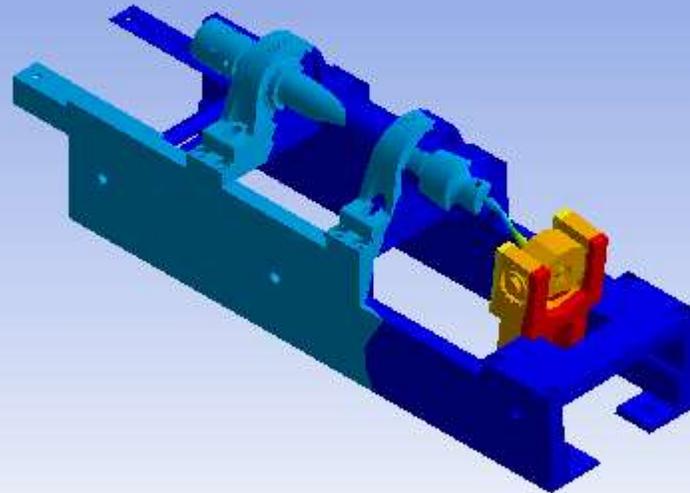
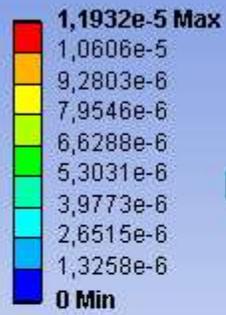
Total Deformation

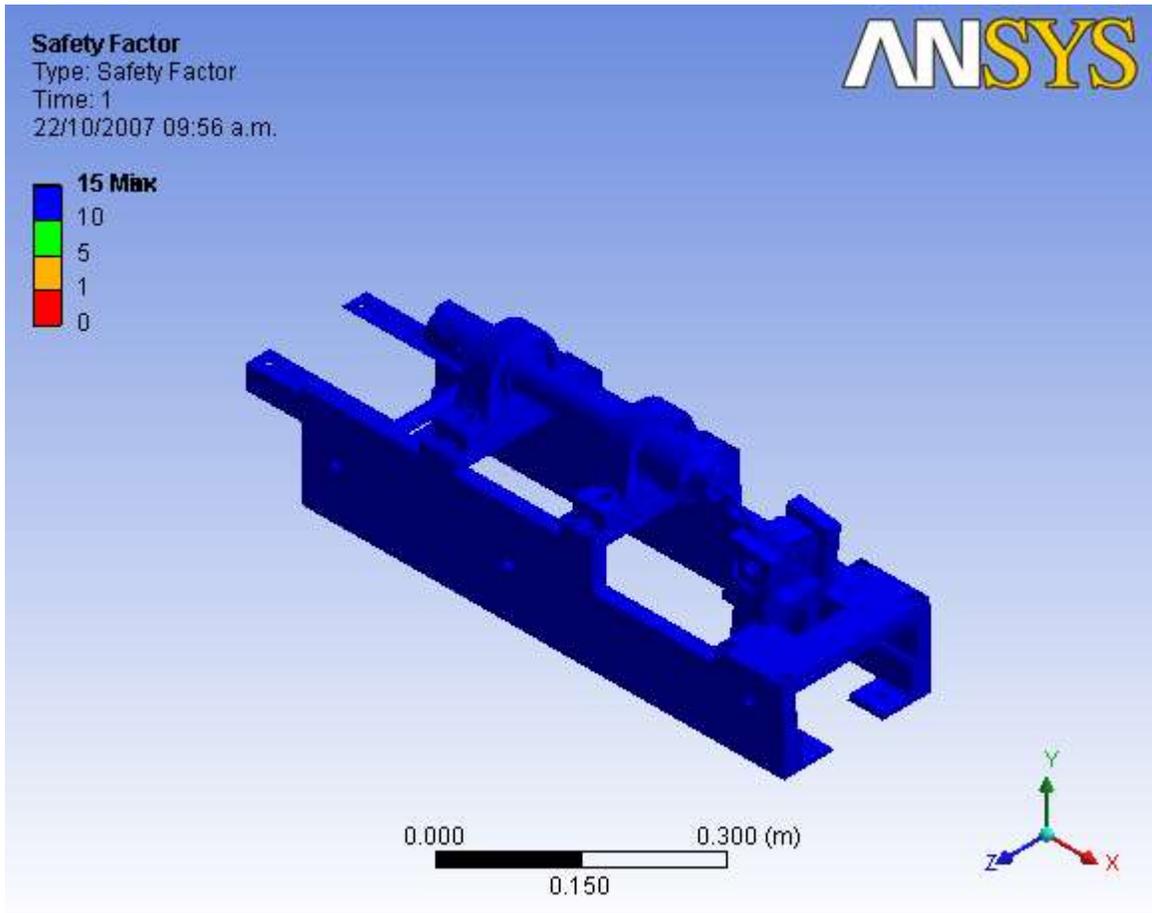
Type: Total Deformation

Unit: m

Time: 1

22/10/2007 09:55 a.m.





Contents

- [Model](#)
 - [Geometry](#)
 - [Parts](#)
 - [Connections](#)
 - [Contact Regions](#)
 - [Mesh](#)
 - [Static Structural](#)
 - [Analysis Settings](#)
 - [Loads](#)
 - [Solution](#)
 - [Solution Information](#)
 - [Results](#)
 - [Stress Tool](#)
 - [Safety Factor](#)
- [Material Data](#)
 - [Structural Steel](#)

Units

TABLE 1

Unit System	Metric (m, kg, N, °C, s, V, A)
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s

Model

Geometry

TABLE 2

Model > Geometry

Object Name	<i>Geometry</i>
State	Fully Defined
Definition	
Source	D:\maquina de ensayos\Assemmaquina.SLDASM
Type	SolidWorks
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
Bounding Box	
Length X	0,8 m
Length Y	0,26985 m
Length Z	0,215 m
Properties	
Volume	6,5226e-003 m ³
Mass	51,202 kg
Statistics	
Bodies	45
Active Bodies	45
Nodes	135317
Elements	63832
Preferences	
Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	Yes
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS

CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

TABLE 3
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>angulos bases-4</i>	<i>placa base-1</i>	<i>placa base-2</i>	<i>separador-3</i>	<i>separador-2</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	5,e-002 m	0,7 m		1,905e-002 m	
Length Y	5,08e-002 m	0,15 m		1,905e-002 m	
Length Z	5,08e-002 m	2,e-002 m		0,175 m	
Properties					
Volume	3,6185e-005 m ³	1,8173e-003 m ³		4,3393e-005 m ³	
Mass	0,28405 kg	14,266 kg		0,34064 kg	
Centroid X	6,4721e-002 m	0,35764 m		8,9721e-002 m	0,33972 m
Centroid Y	6,4606e-002 m	0,11663 m		0,1242 m	
Centroid Z	-1,9346e-002 m	-4,4385e-002 m	0,15061 m		5,3115e-002 m
Moment of Inertia Ip1	1,597e-004 kg·m ²	2,3383e-002 kg·m ²		6,8722e-004 kg·m ²	
Moment of Inertia Ip2	8,6544e-005 kg·m ²	0,54556 kg·m ²		6,8722e-004 kg·m ²	
Moment of Inertia Ip3	1,2622e-004 kg·m ²	0,56799 kg·m ²		1,526e-005 kg·m ²	
Statistics					
Nodes	825	779		899	

Elements	339	90	414
----------	-----	----	-----

TABLE 4
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>separador-1</i>	<i>placa soporte chumacera-2</i>	<i>placa soporte chumacera-1</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART1-1</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-4</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	2,4694e-002 m	5,08e-002 m	4,8e-002 m	1,2304e-002 m	
Length Y	2,4694e-002 m	2,e-002 m	9,985e-002 m	1,2284e-002 m	
Length Z	0,175 m	0,215 m	0,175 m	1,2294e-002 m	
Properties					
Volume	4,3393e-005 m ³	2,0066e-004 m ³	2,067e-004 m ³	9,753e-007 m ³	
Mass	0,34064 kg	1,5752 kg	1,6226 kg	7,6561e-003 kg	
Centroid X	0,68972 m	0,43932 m	0,23852 m	0,43971 m	0,43972 m
Centroid Y	0,1242 m	0,209 m	0,24775 m	0,24775 m	0,2984 m
Centroid Z	5,3115e-002 m	5,3102e-002 m	5,312e-002 m	5,312e-002 m	5,3115e-002 m
Moment of Inertia Ip1	6,8722e-004 kg·m ²	3,9541e-004 kg·m ²	5,1065e-003 kg·m ²	1,1373e-007 kg·m ²	
Moment of Inertia Ip2	6,8722e-004 kg·m ²	5,5499e-003 kg·m ²	4,0347e-003 kg·m ²	1,1398e-007 kg·m ²	
Moment of Inertia Ip3	1,526e-005 kg·m ²	5,8418e-003 kg·m ²	1,5947e-003 kg·m ²	1,1398e-007 kg·m ²	
Statistics					
Nodes	899	2332	10113	404	
Elements	414	1120	5219	187	

TABLE 5
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-3</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-2</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-1</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART2-1</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-9</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	1,2304e-002 m		4,92e-002 m		1,2304e-002 m
Length Y	1,6789e-002 m	1,5748e-002 m	1,424e-002 m	7,9883e-002 m	1,424e-002 m
Length Z	1,6785e-002 m	1,5754e-002 m	1,4232e-002 m	7,9941e-002 m	1,4232e-002 m
Properties					
Volume	9,753e-007 m ³		7,6199e-005 m ³		9,753e-007 m ³
Mass	7,6561e-003 kg		0,59816 kg		7,6561e-003 kg
Centroid X	0,43972 m		0,44321 m		0,43972 m
Centroid Y	0,2534 m	0,24021 m	0,27361 m	0,26841 m	0,27361 m
Centroid Z	7,9096e-002 m	4,2854e-002 m	2,3571e-002 m	5,3115e-002 m	8,2659e-002 m
Moment of Inertia Ip1	1,1373e-007 kg·m ²		4,9394e-004 kg·m ²		1,1373e-007 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	1,1398e-007 kg·m ²		3,3669e-004 kg·m ²		1,1398e-007 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	1,1398e-007 kg·m ²		3,3688e-004 kg·m ²		1,1398e-007 kg·m ²
Statistics					
Nodes	404		34748		404
Elements	187		16628		187

TABLE 6
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-8</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-7</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-6</i>	<i>chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-5</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART1-1</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				

Effects				
Bounding Box				
Length X	1,2304e-002 m			4,8e-002 m
Length Y	1,5748e-002 m	1,6789e-002 m	1,7313e-002 m	9,985e-002 m
Length Z	1,5754e-002 m	1,6785e-002 m	1,7314e-002 m	0,175 m
Properties				
Volume	9,753e-007 m ³			2,067e-004 m ³
Mass	7,6561e-003 kg			1,6226 kg
Centroid X	0,43972 m			0,23893 m
Centroid Y	0,24021 m	0,2534 m	0,29138 m	0,24775 m
Centroid Z	6,3376e-002 m	2,7134e-002 m	3,3831e-002 m	7,2399e-002 m
Moment of Inertia Ip1	1,1373e-007 kg·m ²			5,1065e-003 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	1,1398e-007 kg·m ²			4,0347e-003 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	1,1398e-007 kg·m ²			1,5947e-003 kg·m ²
Statistics				
Nodes	404			10113
Elements	187			5219

TABLE 7
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-4</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-3</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-2</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-1</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART2-1</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	1,2304e-002 m				4,92e-002 m
Length Y	1,2284e-002 m	1,6789e-002 m	1,5748e-002 m	1,424e-002 m	7,9883e-002 m
Length Z	1,2294e-002 m	1,6785e-002 m	1,5754e-002 m	1,4232e-002 m	7,9941e-002 m
Properties					
Volume	9,753e-007 m ³				7,6199e-005 m ³
Mass	7,6561e-003 kg				0,59816 kg
Centroid X	0,23892 m				0,23543 m
Centroid Y	0,2984 m	0,2534 m	0,24021 m	0,27361 m	0,26841 m
Centroid Z	5,3115e-002 m	2,7134e-002 m	6,3376e-002 m	8,2659e-002 m	5,3114e-002 m
Moment of Inertia Ip1	1,1373e-007 kg·m ²				4,9394e-004 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	1,1398e-007 kg·m ²				3,3669e-004 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	1,1398e-007 kg·m ²				3,3688e-004 kg·m ²

Inertia Ip3		
Statistics		
Nodes	404	34748
Elements	187	16628

TABLE 8
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-9</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-8</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-7</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-6</i>	<i>chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-5</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	1,2304e-002 m				
Length Y	1,424e-002 m	1,5748e-002 m	1,6789e-002 m	1,7313e-002 m	
Length Z	1,4232e-002 m	1,5754e-002 m	1,6785e-002 m	1,7314e-002 m	
Properties					
Volume	9,753e-007 m³				
Mass	7,6561e-003 kg				
Centroid X	0,23892 m				
Centroid Y	0,27361 m	0,24021 m	0,2534 m	0,29138 m	
Centroid Z	2,3571e-002 m	4,2854e-002 m	7,9096e-002 m	7,2399e-002 m	3,3831e-002 m
Moment of Inertia Ip1	1,1373e-007 kg·m²				
Moment of Inertia Ip2	1,1398e-007 kg·m²				
Moment of Inertia Ip3	1,1398e-007 kg·m²				
Statistics					
Nodes	404				
Elements	187				

TABLE 9
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>eje-1</i>	<i>acople1 motor-1</i>	<i>acople2 motor-1</i>	<i>probeta-1</i>	<i>rodamiento 20x47x14-1</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				

Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	0,382 m	3,5e-002 m		0,16 m	6,2003e-002 m
Length Y	7,1977e-002 m	6,1085e-002 m	5,8219e-002 m	1,2397e-002 m	6,2019e-002 m
Length Z	7,2127e-002 m	6,1149e-002 m	5,8295e-002 m	1,2397e-002 m	1,4e-002 m
Properties					
Volume	4,9726e-004 m ³	3,1733e-005 m ³	4,3473e-005 m ³	1,0673e-005 m ³	1,5248e-005 m ³
Mass	3,9035 kg	0,2491 kg	0,34126 kg	8,3786e-002 kg	0,1197 kg
Centroid X	0,38088 m	0,18162 m	0,15076 m	0,57392 m	0,63487 m
Centroid Y	0,2684 m	0,26824 m	0,26832 m	0,2684 m	
Centroid Z	5,3114e-002 m	5,2645e-002 m	5,3395e-002 m	5,3115e-002 m	9,726e-002 m
Moment of Inertia Ip1	9,8805e-004 kg·m ²	9,9467e-005 kg·m ²	1,1057e-004 kg·m ²	9,6718e-007 kg·m ²	3,9642e-005 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	4,6068e-002 kg·m ²	7,0005e-005 kg·m ²	7,8523e-005 kg·m ²	2,0719e-004 kg·m ²	2,1334e-005 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	4,6068e-002 kg·m ²	7,2194e-005 kg·m ²	7,9865e-005 kg·m ²	2,0719e-004 kg·m ²	2,1334e-005 kg·m ²
Statistics					
Nodes	5806	1115	1149	1407	3120
Elements	2974	458	511	256	1435

TABLE 10
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>soporte contrapeso2-1</i>	<i>rodamiento 20x47x14-2</i>	<i>rodamiento de 10x30x9-2</i>	<i>soporte contrapeso-1</i>	<i>placa guía contrapeso-1</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					

Length X	6,e-002 m	6,5136e-002 m	9,e-003 m	3,81e-002 m	0,1 m
Length Y	0,175 m	6,5127e-002 m	3,802e-002 m	6,1323e-002 m	2,e-002 m
Length Z	0,103 m	1,4e-002 m	3,8008e-002 m	0,1135 m	0,215 m
Properties					
Volume	4,3496e-004 m ³	1,5248e-005 m ³	4,5333e-006 m ³	1,3167e-004 m ³	3,4753e-004 m ³
Mass	3,4144 kg	0,1197 kg	3,5586e-002 kg	1,0336 kg	2,7281 kg
Centroid X	0,63487 m		0,6495 m	0,63427 m	0,69475 m
Centroid Y	0,20107 m	0,2684 m			0,15908 m
Centroid Z	5,2233e-002 m	8,2598e-003 m	5,3115e-002 m		
Moment of Inertia Ip1	8,6318e-003 kg·m ²	3,9642e-005 kg·m ²	4,5331e-006 kg·m ²	6,1489e-004 kg·m ²	2,2195e-003 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	4,1695e-003 kg·m ²	2,1334e-005 kg·m ²	2,4547e-006 kg·m ²	3,6178e-004 kg·m ²	1,1947e-002 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	1,0572e-002 kg·m ²	2,1334e-005 kg·m ²	2,4547e-006 kg·m ²	7,5646e-004 kg·m ²	1,3986e-002 kg·m ²
Statistics					
Nodes	1375	3120	3771	694	2245
Elements	576	1435	1702	317	1102

TABLE 11
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>angulos baces-1</i>	<i>angulos baces-2</i>	<i>angulos baces-3</i>	<i>Angle38x38x4x185- 2</i>	<i>Angle38x38x4x185- 1</i>
State	Meshed				
Graphics Properties					
Visible	Yes				
Transparency	1				
Definition					
Suppressed	No				
Material	Structural Steel				
Stiffness Behavior	Flexible				
Nonlinear Material Effects	Yes				
Bounding Box					
Length X	5,e-002 m			0,185 m	
Length Y	5,08e-002 m			3,5e-002 m	
Length Z	5,08e-002 m			3,5e-002 m	
Properties					
Volume	3,6185e-005 m ³			4,7995e-005 m ³	
Mass	0,28405 kg			0,37676 kg	

Centroid X	0,71472 m	6,4721e-002 m	0,71472 m	3,2646e-002 m	3,2661e-002 m
Centroid Y	6,4606e-002 m			0,15926 m	
Centroid Z	0,12558 m		-1,9346e-002 m	0,13085 m	-2,4624e-002 m
Moment of Inertia Ip1	1,597e-004 kg·m ²			1,0907e-003 kg·m ²	1,0898e-003 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	8,6544e-005 kg·m ²			1,1377e-003 kg·m ²	1,1368e-003 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	1,2622e-004 kg·m ²			8,0539e-005 kg·m ²	8,0495e-005 kg·m ²
Statistics					
Nodes	825			1121	1181
Elements	339			479	509

Connections

TABLE 12
Model > Connections

Object Name	<i>Connections</i>
State	Fully Defined
Auto Detection	
Generate Contact On Update	Yes
Tolerance Type	Slider
Tolerance Slider	0,
Tolerance Value	2,1781e-003 m
Face/Face	Yes
Face/Edge	No
Edge/Edge	No
Priority	Include All
Same Body Grouping	Yes
Revolute Joints	Yes
Fixed Joints	Yes
Transparency	
Enabled	Yes

TABLE 13
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region</i>	<i>Contact Region 2</i>	<i>Contact Region 3</i>	<i>Contact Region 4</i>	<i>Contact Region 5</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	1 Face				
Target	1 Face				

Contact Bodies	angulos baces-4	placa base-1			
Target Bodies	placa base-1	separador-3	separador-2	separador-1	placa soporte chumacera-2
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 14
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 6</i>	<i>Contact Region 7</i>	<i>Contact Region 8</i>	<i>Contact Region 9</i>	<i>Contact Region 10</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	1 Face				
Target	1 Face				
Contact Bodies	placa base-1				placa base-2
Target Bodies	placa soporte chumacera-1	placa guia contrapeso-1	angulos baces-3	Angle38x38x4x185- 1	separador-3
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 15
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 11</i>	<i>Contact Region 12</i>	<i>Contact Region 13</i>	<i>Contact Region 14</i>	<i>Contact Region 15</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	1 Face				
Target	1 Face				
Contact Bodies	placa base-2				
Target Bodies	separador-2	separador-1	placa soporte chumacera-2	placa soporte chumacera-1	placa guia contrapeso-1
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 16
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 16</i>	<i>Contact Region 17</i>	<i>Contact Region 18</i>	<i>Contact Region 19</i>	<i>Contact Region 20</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	1 Face				
Target	1 Face				
Contact Bodies	placa base-2		placa soporte chumacera-2	placa soporte chumacera-1	
Target Bodies	angulos baces-1	angulos baces-2	Angle38x38x4x185-2	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART1-1	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART1-1
Definition					
Type	Bonded				

Scope Mode	Automatic
Behavior	Symmetric
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Pure Penalty
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Never
Thermal Conductance	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled

TABLE 17
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	Contact Region 21	Contact Region 22	Contact Region 23	Contact Region 24	Contact Region 25
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	1 Face				
Target	1 Face	2 Faces			
Contact Bodies	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART1-1	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-4	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-3	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-2	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-1
Target Bodies	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART2-1				
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 18
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	Contact Region 26	Contact Region 27	Contact Region 28	Contact Region 29	Contact Region 30
State	Fully Defined				
Scope					

Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	2 Faces				
Target	1 Face				
Contact Bodies	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART2-1				
Target Bodies	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-9	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-8	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-7	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-6	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART3-5
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 19
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 31</i>	<i>Contact Region 32</i>	<i>Contact Region 33</i>	<i>Contact Region 34</i>	<i>Contact Region 35</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	3 Faces	1 Face			
Target	2 Faces	1 Face	2 Faces		
Contact Bodies	chumacera de 38.1-1@SY_1_1_2_TF_PART2-1	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART1-1	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-4	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-3	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-2
Target Bodies	eje-1	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART2-1			
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball	Program Controlled				

Region	
--------	--

TABLE 20
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 36</i>	<i>Contact Region 37</i>	<i>Contact Region 38</i>	<i>Contact Region 39</i>	<i>Contact Region 40</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	1 Face		2 Faces		
Target	2 Faces		1 Face		
Contact Bodies	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-1		chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART2-1		
Target Bodies	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART2-1	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-9	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-8	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-7	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-6
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 21
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 41</i>	<i>Contact Region 42</i>	<i>Contact Region 43</i>	<i>Contact Region 44</i>	<i>Contact Region 45</i>	
State	Fully Defined					
Scope						
Scoping Method	Geometry Selection					
Contact	2 Faces		3 Faces	2 Faces	1 Face	3 Faces
Target	1 Face			2 Faces	1 Face	2 Faces
Contact Bodies	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART2-1			eje-1		
Target Bodies	chumacera de 38.1-2@SY_1_1_2_TF_PART3-5	eje-1	acople1 motor-1	acople2 motor-1	probeta-1	
Definition						
Type	Bonded					
Scope Mode	Automatic					
Behavior	Symmetric					

Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Pure Penalty
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Never
Thermal Conductance	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled

TABLE 22
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 46</i>	<i>Contact Region 47</i>	<i>Contact Region 48</i>	<i>Contact Region 49</i>	<i>Contact Region 50</i>
State	Fully Defined				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Contact	24 Faces	1 Face		5 Faces	3 Faces
Target	19 Faces	3 Faces	1 Face	2 Faces	1 Face
Contact Bodies	acople1 motor-1	probeta-1		rodamiento 20x47x14-1	
Target Bodies	acople2 motor-1	rodamiento de 10x30x9-2	soporte contrapeso-1	soporte contrapeso2-1	soporte contrapeso-1
Definition					
Type	Bonded				
Scope Mode	Automatic				
Behavior	Symmetric				
Suppressed	No				
Advanced					
Formulation	Pure Penalty				
Normal Stiffness	Program Controlled				
Update Stiffness	Never				
Thermal Conductance	Program Controlled				
Pinball Region	Program Controlled				

TABLE 23
Model > Connections > Contact Regions

Object Name	<i>Contact Region 51</i>	<i>Contact Region 52</i>	<i>Contact Region 53</i>	<i>Contact Region 54</i>
State	Fully Defined			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Contact	2 Faces	4 Faces	3 Faces	5 Faces

Target	5 Faces	4 Faces	1 Face	2 Faces
Contact Bodies	soporte contrapeso2-1		rodamiento 20x47x14-2	rodamiento de 10x30x9-2
Target Bodies	rodamiento 20x47x14-2	soporte contrapeso-1		
Definition				
Type	Bonded			
Scope Mode	Automatic			
Behavior	Symmetric			
Suppressed	No			
Advanced				
Formulation	Pure Penalty			
Normal Stiffness	Program Controlled			
Update Stiffness	Never			
Thermal Conductance	Program Controlled			
Pinball Region	Program Controlled			

Mesh

TABLE 24
Model > Mesh

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Advanced	
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
Statistics	
Nodes	135317
Elements	63832

Static Structural

TABLE 25
Model > Analysis

Object Name	<i>Static Structural</i>
State	Fully Defined
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Static Structural
Options	
Reference Temp	22, °C

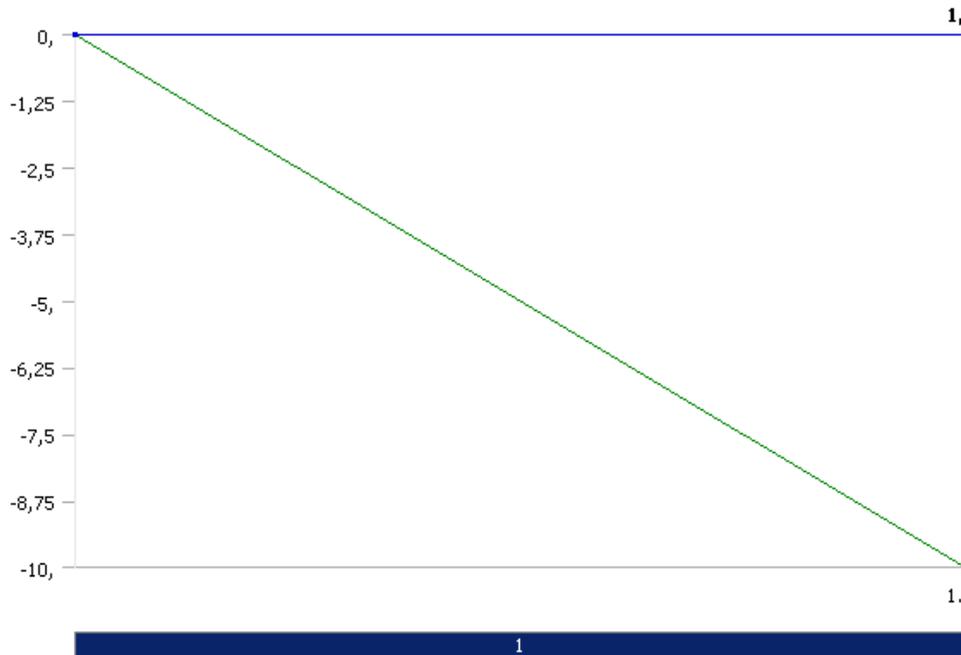
TABLE 26
Model > Static Structural > Analysis Settings

Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
Nonlinear Controls	
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	Program Controlled
Displacement Convergence	Program Controlled
Rotation Convergence	Program Controlled
Line Search	Program Controlled
Output Controls	
Calculate Stress	Yes
Calculate Strain	Yes
Calculate Results At	All Time Points
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	D:\maquina de ensayos\Assemmaquina2 Simulation Files\Static Structural\
Future Analysis	None
Save ANSYS db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Nonlinear Solution	No

TABLE 27
Model > Static Structural > Loads

Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Face	2 Faces
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
X Component		0, N (ramped)
Y Component		-10, N (ramped)
Z Component		0, N (ramped)

FIGURE 1
Model > Static Structural > Force



Solution

TABLE 28
Model > Static Structural > Solution

Object Name	<i>Solution</i>
State	Solved
Adaptive Mesh Refinement	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,

TABLE 29
Model > Static Structural > Solution > Solution Information

Object Name	<i>Solution Information</i>
State	Solved
Solution Information	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Update Interval	2,5 s
Display Points	All

TABLE 30
Model > Static Structural > Solution > Results

Object Name	<i>Total Deformation</i>	<i>Equivalent Elastic Strain</i>
State	Solved	

Scope		
Geometry	All Bodies	
Definition		
Type	Total Deformation	Equivalent (von-Mises) Elastic Strain
Display Time	End Time	
Results		
Minimum	0, m	4,1281e-013 m/m
Maximum	1,1932e-005 m	6,3406e-005 m/m
Minimum Occurs On	angulos baces-3	Angle38x38x4x185-2
Maximum Occurs On	soporte contrapeso2-1	rodamiento de 10x30x9-2
Information		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

TABLE 31
Model > Static Structural > Solution > Stress Safety Tools

Object Name	<i>Stress Tool</i>
State	Solved
Definition	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 32
Model > Static Structural > Solution > Stress Tool > Results

Object Name	<i>Safety Factor</i>
State	Solved
Scope	
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Safety Factor
Display Time	End Time
Results	
Minimum	> 10
Minimum Occurs On	angulos baces-4
Information	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

Material Data

Structural Steel

TABLE 33
Structural Steel > Constants

Structural	
Young's Modulus	2,e+011 Pa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7850, kg/m ³
Thermal Expansion	1,2e-005 1/°C
Tensile Yield Strength	2,5e+008 Pa
Compressive Yield Strength	2,5e+008 Pa
Tensile Ultimate Strength	4,6e+008 Pa
Compressive Ultimate Strength	0, Pa
Thermal	
Thermal Conductivity	60,5 W/m·°C
Specific Heat	434, J/kg·°C
Electromagnetics	
Relative Permeability	10000
Resistivity	1,7e-007 Ohm·m

FIGURE 2
Structural Steel > Alternating Stress

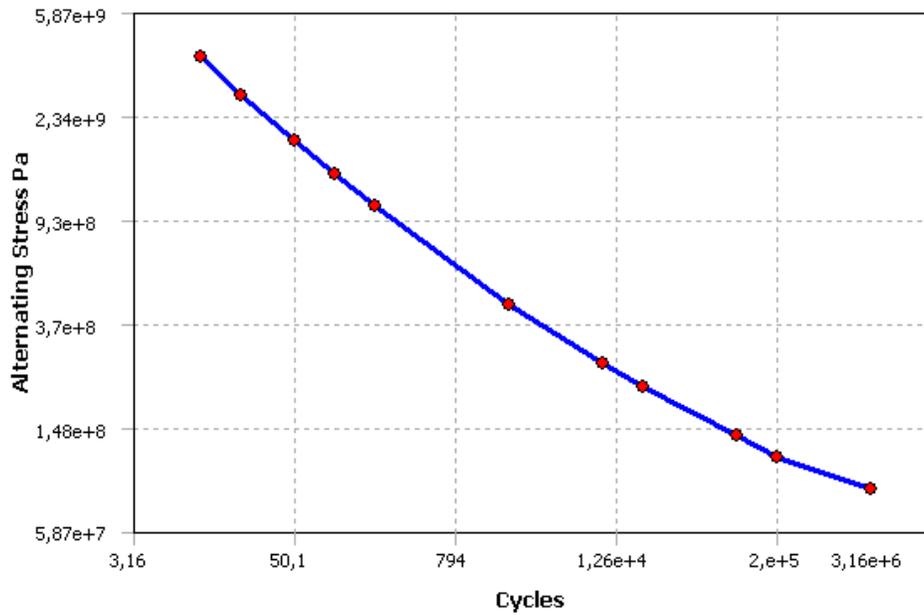


TABLE 34
Structural Steel > Alternating Stress > Property Attributes

Interpolation	Log-Log
Mean Curve Type	Mean Stress

TABLE 35
Structural Steel > Alternating Stress > Alternating Stress Curve Data

Mean Value Pa
0,

TABLE 36
Structural Steel > Alternating Stress > Alternating Stress vs. Cycles

Cycles	Alternating Stress Pa
10,	3,999e+009
20,	2,827e+009
50,	1,896e+009
100,	1,413e+009
200,	1,069e+009
2000,	4,41e+008
10000	2,62e+008
20000	2,14e+008
1,e+005	1,38e+008
2,e+005	1,14e+008
1,e+006	8,62e+007

FIGURE 3
Structural Steel > Strain-Life Parameters

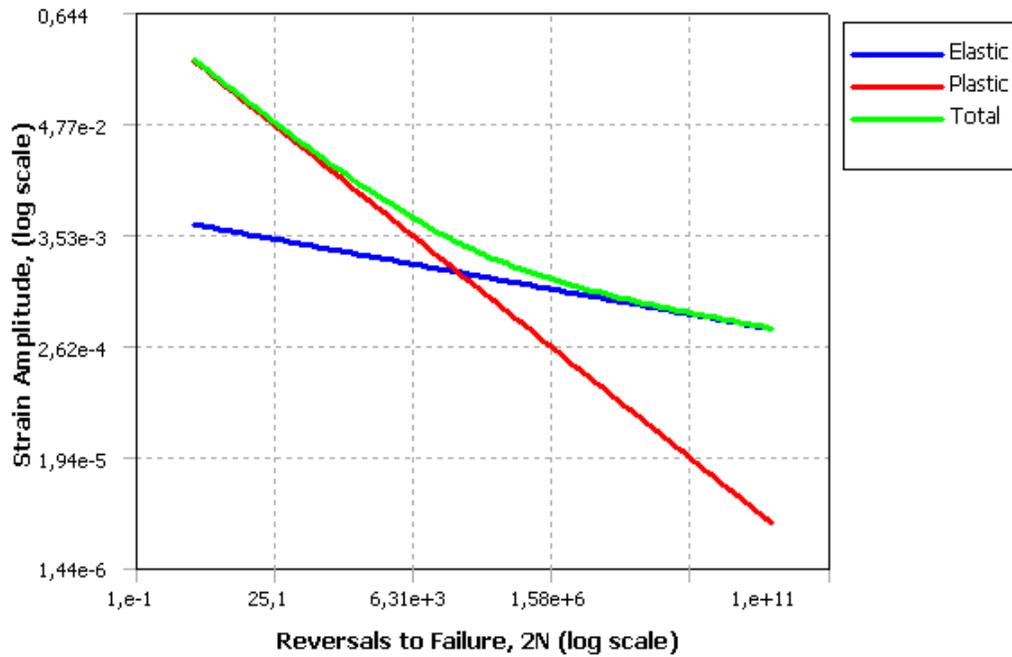


TABLE 37

Structural Steel > Strain-Life Parameters > Property Attributes

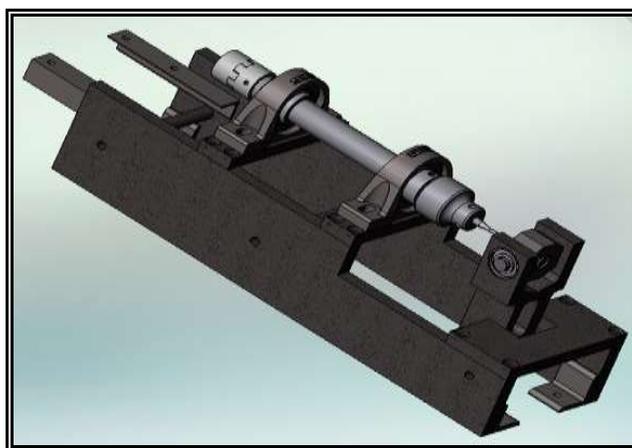
Display Curve Type Strain-Life

TABLE 38

Structural Steel > Strain-Life Parameters > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	9,2e+008
Strength Exponent	-0,106
Ductility Coefficient	0,213
Ductility Exponent	-0,47
Cyclic Strength Coefficient Pa	1,e+009
Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2

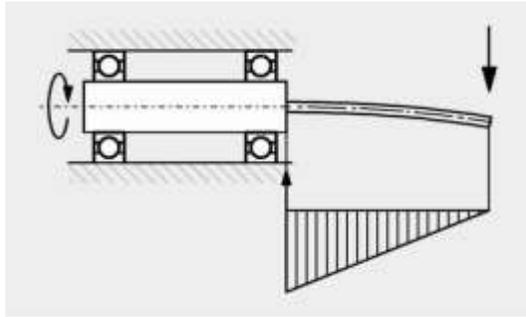
MANUAL DE USUARIO



MAQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA EN MATERIALES METÁLICOS POR FLEXIÓN CANTILEVER

1. DESCRIPCIÓN DE LA MAQUINA.

Con este equipo se pueden determinarse los principios fundamentales de la comprobación de existencia a la fatiga. Una probeta de ensayo metálica enclavada girando, se carga mediante un sistema de pesos. Con ello aparece en la muestra cilíndrica una resistencia alternativa a la flexión.



Su amplitud puede regularse aumentando o disminuyendo el peso en el sistema de carga, Tras un cierto número de ciclos de carga, la muestra se rompe como consecuencia de la fatiga del material.

En este caso, la máquina se para automáticamente por efecto del sistema de interfaz con el computador. El número de cargas alternativas queda registrado por un contador electrónico y se muestra de forma digital. También puede emplearse como contador de ciclos.

2. DATOS TÉCNICOS

Régimen de revoluciones del motor: 1750 rpm

Tipo motor: Trifásico

Conexiones: Motor 220V 60Hz. Interfaz 120V 60 Hz.

Potencia motor: 0,5 hp.

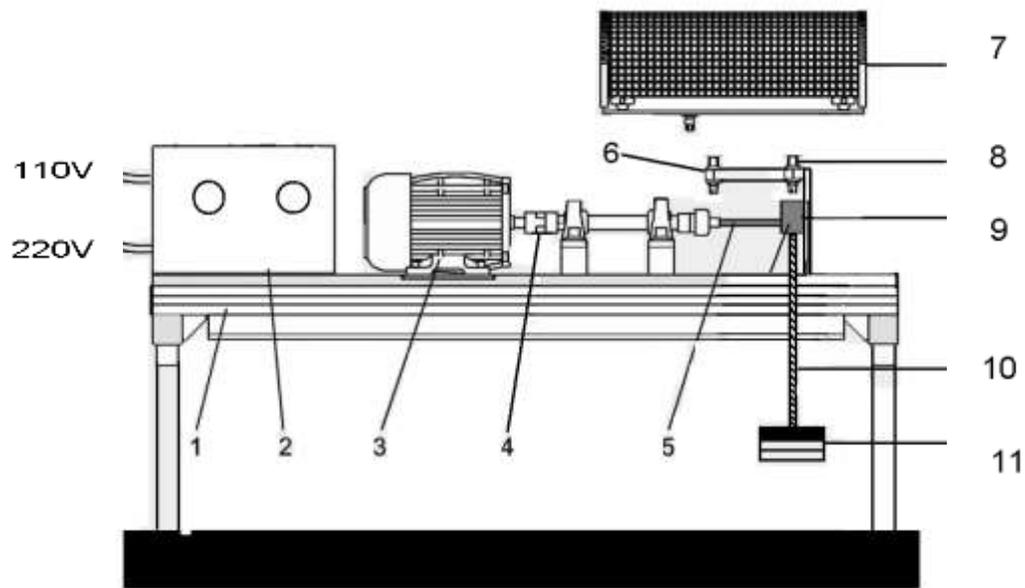
Fuerza de carga: 44...700N

Interfaz con el computador: Tarjeta NI – USB 6008

Programa de funcionamiento: LabVIEW 8.2. Inicio de la prueba, Parada de emergencia, Contador de ciclos de carga, Cronometro.

Caja de controles: Indicador de funcionamiento, Parada de emergencia.

3. ESQUEMÁTICO Y PARTES DE LA MAQUINA.



1. Mesa
2. Caja de Controles
3. Motor
4. Acople
5. Probeta
6. Sensor (Contador de ciclos)
7. Rejilla de protección
8. Sensor (Posición de la probeta)
9. Sistema de carga
10. Tornillos sistema de carga
11. Pesos

4. SOLICITUD DE ENSAYO DE MAQUINA POR FLEXIÓN CANTILEVER.

Antes de desarrollar cualquier prueba o accionamiento de la maquina el operario debe leer la integridad de este documento.

Para desarrollar el ensayo de fatiga, dividiremos el proceso entre etapas. Preparación de la prueba. Desarrollo de la prueba. Finalización de la prueba.

Preparación de la prueba.

El operario de la maquina debe realizar los siguientes pasos.

- Revisar que el motor este conectado debidamente (220 Volts).
- La tarjeta USB 6008 de Nacional Instruments debe estar conectada a uno de los puertos USB del computador.
- La fuente de alimentación de los circuitos debe estar a conectada a 110 Volts.
- La probeta debe estar en posición (sensor activado) y los tres tornillos cabeza cuadrada totalmente apretados hasta su máximo.
- Apretar al máximo los tornillos prisionero de el acople, y los porta rodamientos.
- Revisar que la parada de emergencia manual no este enclavada.
- La rejilla debe estar en posición y atornillada.
- El peso requerido para producir el esfuerzo indicado para la prueba debe ser situado e el tornillo de carga y apretado mediante las tuercas firmemente. Es de vital importancia verificar la perpendicularidad del tornillo con el plano de la mesa. Para no causar vibraciones alteraciones en la prueba.

Ecuación para el cálculo del peso.

$$Peso = \frac{\pi r^4 \sigma}{dr4 \times 10}$$

Donde.

r Es el radio de la sección de prueba de la probeta, estandarizado en 0.0045 m

σ Es el esfuerzo.

d Es la distancia desde el punto de aplicación de la carga hasta donde se produce el esfuerzo máximo en la sección de prueba de la probeta. Estandarizada en 0.07 m

M Es la magnitud de la masa puesta en el sistema de carga.

9.8 Es la constante de la fuerza de gravedad.

Ejemplo.

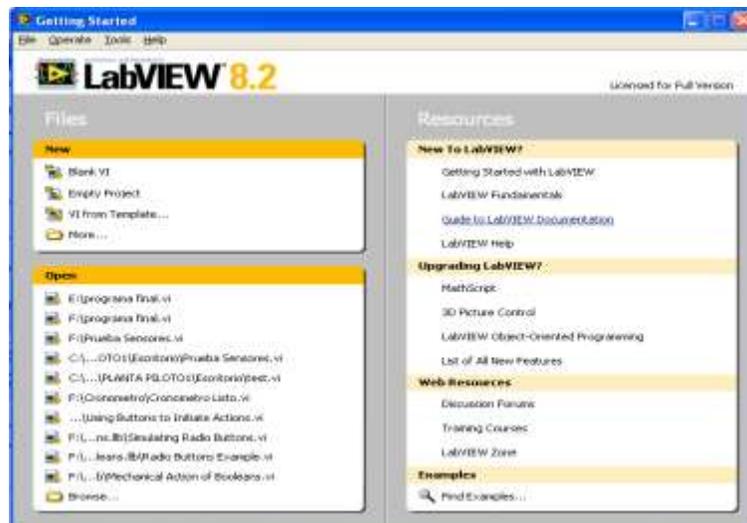
Para calcular un esfuerzo de 500 Mpa.

$$Peso = \frac{\pi(0.0045m)^4(500 \times 10^6 pa)}{(0.07m)(0.0045m)(4)(9.8)}$$

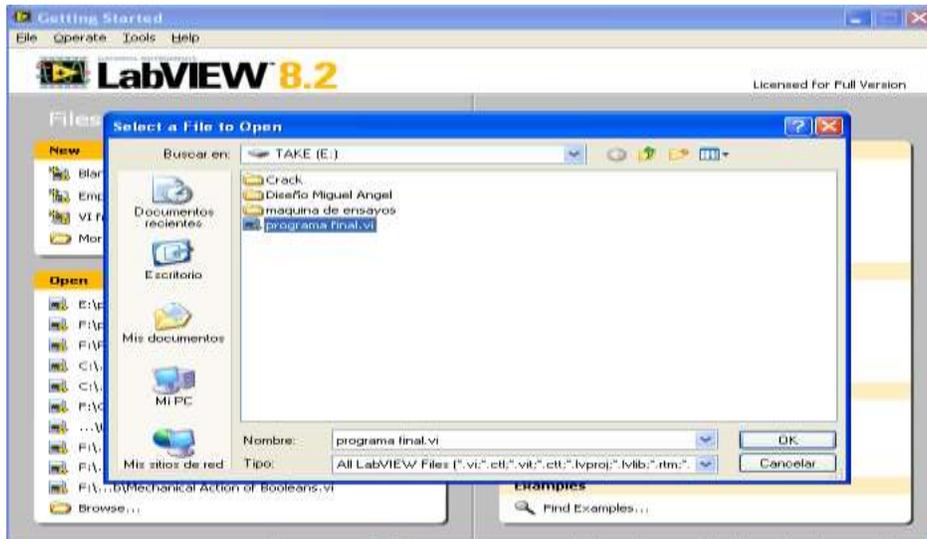
$$Peso = 52.16Kg$$

Desarrollo de la prueba.

Posicionarse con el Mouse en el icono de inicio, después desplazarse al programa Nacional Instruments LabVIEW 8.2. Se desplazará un submenú con los trámites disponibles.



Dirigirse al menú FILE y damos clic. Después dar clic sobre OPEN, se deberá abrir el programa de funcionamiento desde la dirección donde esta haya sido instalado.



Se desplegará el menú con el panel principal



Estando en el menú principal se da clic sobre el botón rojo , para enclavar el dispositivo de parada de emergencia. Después dirigirse al icono  Run Continuously y dar clic. En este momento el programa se encontrara en ejecución.

Esto nos lleva al siguiente panel.



Verificar que el indicador de probeta en posición este encendido.

El paso a seguir es darle clic al botón inicio  y empezara a desarrollar el ensayo.

El contador de ciclos y el cronometro deben accionarse, así como el indicador de encendido.

Durante el desarrollo de la prueba ninguna persona debe acercarse a la maquina, si es necesario acercarse, se deberá usar dispositivos de seguridad como gafas y guantes. Ya que al fallar la probeta, pueden dispararse esquirlas y pedazos de metal que pueden causar lesiones.

El siguiente panel es el que se mostrara mientras la prueba esta en desarrollo, con los indicadores de posición de la probeta y encendido accionados y el contador de ciclos y cronometro en funcionamiento.

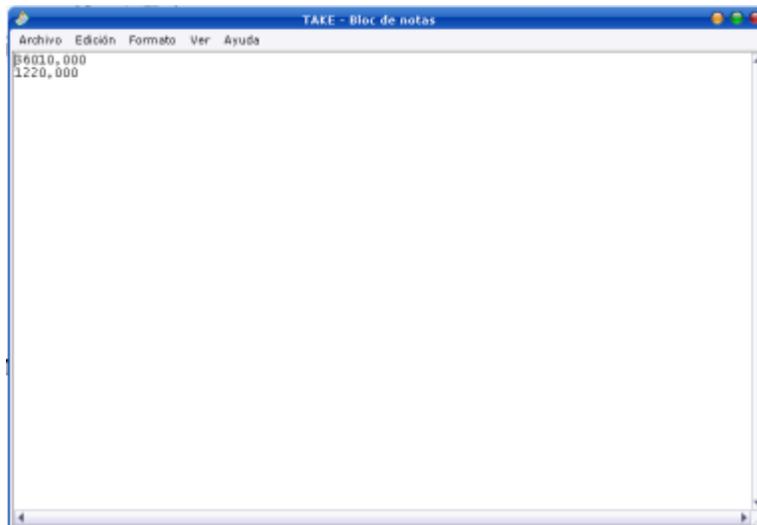


Finalización de la prueba.

Luego de cierto numero de ciclos la probeta falla (se rompe), la maquina se detiene automáticamente. Y muestra el siguiente panel, con los indicadores de probeta en posición y encendido desactivados y el contador de ciclos y cronometro detenidos.



El paso a seguir es dar clic a la opción generar archivo. Que entregara un archivo txt. Con los datos obtenidos.



Al retirar la probeta se debe tener en consideración la temperatura de la misma y de las piezas constitutivas de la maquina. Además el perfil de corte de la probeta, puede estar afilado y causar cortes, por lo tanto jamás se debe tocar la probeta en esta sección.

Es conveniente esperar un tiempo prudencia en el que la maquina y sus piezas regresen a la temperatura ambiente. Luego se puede proceder a desatornillar la probeta y regresar los dispositivos a la configuración inicial.

Así termina la prueba, si queremos empezar de nuevo, seguimos las mismas instrucciones y pasos aquí descritos.

DEL INTERRUPTOR DE PARADA DE EMERGENCIA.

Existen dos formas de parar la maquina en caso de algún problema y falla en su funcionamiento.

1. Desde el programa de control. La maquina puede ser detenida accionando el interruptor Paro de emergencia.
2. Desde la caja de controles. Directamente cortando el suministro eléctrico. Para tal fin se debe presionar el interruptor. Que se enclavara y detendrá la maquina. Para regresare el interruptor a su configuración orinal, se debe girar y este se desenclavara.