



DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROSPACIAL

i

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

ESCUELA DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
UNIDAD VALLE DE LAS PALMAS



DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

T E S I S

PARA CUBRIR PARCIALMENTE LOS REQUISITOS NECESARIOS PARA OBTENER EL
GRADO DE

INGENIERO AEROSPACIAL

PRESENTA

MAGNO LOZANO GUZMÁN

TIJUANA, BAJA CALIFORNIA, MEXICO. OCTUBRE DE 2019



RESUMEN

El presente trabajo tiene la finalidad de mostrar los resultados del trabajo denominado “Diseño Preliminar de Banco de Cargas Rotativas a Flexión con Amplitud Variable” realizado para obtener el grado de Ingeniero Aeroespacial, en el desarrollo del banco se consideró el método de viga rotativa con carga en voladizo para barras circulares.

El diseño de la máquina de pruebas para fatiga rotativa se realizó considerando los parámetros establecidos por la norma ASTM E466 y el esfuerzo último del material a ensayar Acero F-114. Se realizaron cálculos analíticos para componentes críticos del banco de pruebas, posteriormente se determinó la geometría utilizando el programa SolidWorks, también se realizó el análisis numérico de una probeta de material SAE 1045 sometida a flexión rotativa.

El capítulo 1 presenta el marco teórico donde se fundamenta los métodos para el estudio del fenómeno de fatiga, las fases del proceso de crecimiento de grieta. También se presentan los diferentes tipos bancos utilizados para ensayos de fatiga, así como también los avances de daño acumulativo, amplitud variable.

En el capítulo 2 se encuentra la metodología a detalle para realizar una simulación en un software ANSYS. Las herramientas del programa ANSYS permitieron analizar un ensayo numérico de una probeta estandarizada con base en la norma E- 466, se determinaron los resultados de vida con un valor de 2789.6, 3.5847×10^5 de daño y factor de seguridad del material es de 0.21768.

En el capítulo 3 se tiene el diseño preliminar de la configuración geométrica para cada uno de los componentes, se presenta el ensamble completo del banco de pruebas, con la descripción y cálculo de diseño de los elementos, además se tiene el diseño de detalle de todos los elementos que componen el banco de pruebas para fatiga, también se presenta información del sistema eléctrico, control y programación en Arduino.

En el Capítulo 4 se discute los resultados del diseño del banco de pruebas, se presentan los resultados de los componentes y del sistema de carga, sistema eléctrico y de control, así como también el programa desarrollado en la plataforma de Arduino.,

En el Capítulo 5 se presentan las conclusiones del diseño del banco de pruebas, se identifican ventajas y desventajas del equipo desarrollado, finalmente se realizan algunas recomendaciones para posibles mejoras.

Palabras clave: Fatiga, Carga Variable, Diseño Preliminar, Vida, ANSYS, Arduino.



ABSTRACT

The present work has the purpose of showing the results of the work called “Preliminary Design of Bank of Rotating Loads to Flexion with Variable Amplitude” carried out to obtain the degree of Aerospace Engineer, for the development of the bank the rotary beam method with load was considered cantilever for circular bars.

The design of the rotary fatigue test machine was carried out considering the parameters established by ASTM E466 and the ultimate effort of the material to be tested Steel F-114. Analytical calculations were performed for critical elements of the equipment, subsequently the geometry was determined using the SolidWorks program, the numerical analysis of a SAE 1045 material specimen subjected to rotational bending was also performed.

Chapter 1 presents the theoretical framework where the methods for the study of fatigue phenomenon, the phases of the crack growth process, are based. The different types of banks used for fatigue tests are also presented, as well as the advances of cumulative damage, variable amplitude.

Chapter 2 contains the detailed methodology to perform a simulation in ANSYS software. The ANSYS program tools allowed to analyze a numerical test of a standardized test tube based on the E-466 standard, the life results were determined with a value of 2789.6, 3.5847×10^5 damage and material safety factor is of 0.21768.

In chapter 3 you have the preliminary design in which the geometric configuration of each of the components is presented, you have the complete assembly of the test bench, with the description and design calculation of the elements, you also have the design In detail of all the elements that make up the fatigue bench, information about the electrical system, control and programming in Arduino is also presented.

Chapter 4 discusses the results of the bank's design and presents the results of the components and the charging system, electrical and control system, as well as the program developed on the Arduino platform.,

Chapter 5 presents the conclusions of the design of the test bench, identifies advantages and disadvantages of the developed equipment, finally some recommendations are made for possible improvements

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

ESCUELA DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
UNIDAD VALLE DE LAS PALMAS**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN
CON AMPLITUD VARIABLE**

T E S I S

QUE PARA CUBRIR PARCIALMENTE LOS REQUISITOS NECESARIOS PARA OBTENER
EL GRADO DE:**INGENIERO AEROESPACIAL**

PRESENTA

MAGNO LOZANO GUZMÁN

Aprobada por:

M.C. Mauricio Leonel Paz González
Director de tesis

M.I. Antonio Gómez Roa
Secretario

Dr. Oscar Adrián Morales Contreras
Sinodal

M.C. Juan Antonio Paz González
Sinodal

Dr. Juan Antonio Ruiz Ochoa
Sinodal



CONTENIDO

SECCIÓN	PÁGINA
1. INTRODUCCIÓN.....	01
2. JUSTIFICACIÓN.....	02
3. OBJETIVOS.....	02
4. ANTECEDENTES.....	03
4.1 TIPOS DE MAQUINAS	03
4.1.1 MAQUINA CON PULSADOR AMSLER.....	03
4.1.2 MÁQUINA DE FLEXIÓN EN MÉNSULA.....	04
4.1.3 MAQUINA SONDERICKER.....	04
4.1.4 MAQUINA SCHENCK.....	05
4.1.5 MAQUINA SCHENCKG- ERLINGER.....	05
4.1.6 MAQUINA ALEMANA DVL.....	06
4.1.7 MAQUINA MOORE.....	06
4.2 FATIGA.....	07
4.2.1 FATIGA EN MATERIALES METALICOS.....	08
4.2.2 ETAPAS DE CRECIMIENTO DE GRIETA A FATIGA.	08
4.2.3 MÉTODOS PARA EL ESTUDIO DE FATIGA- VIDA.....	09
4.2.3.1 MÉTODOS DEL ESFUERZO-VIDA.....	09
4.2.3.2 MÉTODO DE DEFORMACIÓN Y VIDA.....	10
4.2.3.3 MÉTODO DE LA MECÁNICA FRACTURA LINEAL ELÁSTICA.....	12
4.3 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	12
4.4 FACTORES QUE MODIFICAN LA RESISTENCIA A LA FATIGA.....	13
4.4.1 FACTOR DE SUPERFICIE k_a	13
4.4.2 FACTOR DE TAMAÑO k_b	14
4.4.3 FACTOR DE TEMPERATURA k_c	15
4.4.4 FACTOR DE TEMPERATURA k_d	15
4.4.5 FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e	16
4.4.6 FACTOR DE EFECTOS VARIOS k_f	16
4.5 CARACTERIZACIÓN DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	17
4.6 CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES.....	18
4.7 FATIGA POR ESFUERZO VARIABLE.....	21
4.7.1 REGLA LINEAL DE MINER'S LINEAL (LM).....	21
4.7.1 MODELO DE ESTRÉS POR DAÑOS (DS).....	21
4.7.2 MODELO DAÑO ENERGÉTICO (DE).....	21
4.7.3 CURVA DE WÖHLER Y DAÑO ACUMULATIVO.....	22
4.7.5 METODO DE PREDICCIÓN FATIGA – VIDA	23
4.7.5 RAIN FLOW.....	23
5. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE FATIGA.....	25
5.1 RESULTADO DE PROBETA TIPO RELOJ DE ARENA.....	37

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

5.1.1 CARGA COMPLETAMENTE REVERSIBLE.....	37
5.1.2 CARGA NO CONSTENTE.....	38
5.2 RESULTADOS PARA PROBETA TIPO DE PLANOS PARALELOS SIN ESTALLA ...	39
5.2.1 CARGA COMPETAMENTE REVERSIBLE.....	40
5.2.2 CARGA NO CONSTENTE.....	41
6. DISEÑO DE BANCO DE FATIGA.....	43
6.1 ETAPAS DEL DISEÑO.....	43
6.1.1 REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO	43
6.1.2 DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO.....	44
6.1.3 DISEÑO PRELIMINAR DEL BANCO	45
6.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL MÓDULO DE CICLOS	47
6.2.1 CONDICIONES INICIALES.....	47
6.2.1.1 DIMENSIONES DE PROBETA.....	47
6.2.1.2 ANALISIS ESTATICO DE LA CONDICIONES REQUERIDO PARA LA PROBETA.....	48
6.2.2 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL.....	49
6.2.1.1 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE DISEÑO.....	50
6.2.1.2 CALCULO DEL DIAMETRO POR ANALISIS ESTATICO.....	50
6.2.1.3 CALCULO DEL DIÁMETRO POR ANÁLISIS DE FATIGA.....	51
6.2.2 SELECCIÓN DEL MOTOR.....	52
6.2.3 CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	52
6.2.4 CÁLCULO DE CUÑAS.....	53
6.2.5 SELECCIÓN DEL SISTEMA PARA SUJETAR LA PROBETA.....	54
6.2.6 SELECCIÓN DEL ACOPLE.....	54
6.3 DISEÑO DEL MÓDULO DE CARGAS.....	54
6.3.1 CÁLCULO DEL BLOQUE MÓVIL.....	55
6.3.2 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.....	56
6.3.2.1 ESTIMACIÓN DEL FACTOR DE DISEÑO.....	57
6.3.2.2 ESTIMACIÓN DEL DIÁMETRO INICIAL MEDIANTE ANÁLISIS POR COLUMNA.....	57
6.3.2.3 CALCULO DE ESFUERZOS PARA EL TORNILLO DE POTENCIA.....	58
6.3.2 CÁLCULO DE LA VIGA FIJA.....	60
6.3.3 DISEÑO DE LAS BARRAS GUÍA.....	60
6.3.4 SELECCIÓN DE LA LÁMINA BASE.....	61
6.3.5 SELECCIÓN DEL MOTOR DE PASO.....	61
6.3.6 CÁLCULO DE SUJETADORES.....	61
6.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.....	67
6.4.1 SISTEMA DE CONTROL.....	67
6.4.2 CONTROLADOR DE CICLOS.....	67
6.4.3 APLICACION DE LA CARGA.....	68
6.4.4 MEDICIÓN DE LA CARGA.....	69

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

6.4.5 MEDICIÓN DE LOS CICLOS.....	70
6.4.6 VISUALIZACIÓN.....	71
7. RESULTADOS.....	75
7.1 CALCULO DE PARAMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO.....	75
7.1.1 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LAS CONDICIONES REQUERIDAS PARA LA PROBETA.....	75
7.2 DISEÑO DE LA MAQUINA.....	76
7.2.1 DISEÑO DEL MÓDULO PARA GENERAR CICLOS.....	77
7.2.1.1 DISEÑO DEL EJE.....	77
7.2.1.2 SELECCIÓN DEL MOTOR.....	79
7.2.1.3 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	79
7.2.1.4 CÁLCULO DE LAS CUÑAS.....	80
7.2.1.4.1 CÁLCULO DE LA CUÑA ENTE EL EJE Y EL ACOPLÉ.....	80
7.2.1.4.2 CALCULO DE LA CUÑA ENTRE EL EJE DEL MOTOR Y EL ACOPLÉ.....	81
7.2.1.5 SELECCIÓN DEL SISTEMA PARA SUJETAR LA PROBETA.....	81
7.2.1.6 SELECCIÓN DEL ACOPLÉ.....	82
7.2.2 DISEÑO DE MÓDULO DE CARGAS.....	82
7.2.2.1 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO PARA EJERCER LA CARGA SOBRE LA PROBETA.....	82
7.2.2.2 CALCULO DE LA BLOQUE MÓVIL.....	82
7.2.2.3 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.....	84
7.2.2.7 CALCULO DE LA VIGA FIJA.....	85
7.2.2.8 DISEÑO DE LA BARRAS GUÍA.....	87
7.2.2.9 SELECCIÓN DEL MOTOR DE PASO.....	88
7.2.3 CALCULO DE SUJETADORES.....	88
8. CONCLUSIÓN.....	90
9. RECOMENDACIONES.....	91
10. BIBLIOGRAFÍA.....	92
11. ANEXOS.....	94

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

LISTA DE FIGURAS	
Figura 01	<i>Boeing 737-200 accidente por fatiga.</i>
Figura 02	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, : Maquina Amsler</i>
Figura 03	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, Maquina de Wöhler</i>
Figura 04	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, Maquina Sondericker</i>
Figura 05	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, Maquina Schenck</i>
Figura 06	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, Maquina Schenckg- Erlinger</i>
Figura 07	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, Maquina alemana DVL</i>
Figura 08	<i>Galería de imágenes ⁽⁴⁾, Maquina Moore</i>
Figura 09	<i>Galería de imágenes ⁽²⁾, Ejemplo falla por fatiga</i>
Figura 10	<i>Galería de imágenes ⁽²⁾, Diagrama S-N se graficó en base ensayos de fatiga axial</i>
Figura 11	<i>Galería de imágenes ⁽²⁾, Grafica vida-fatiga</i>
Figura 12	<i>El aumento de longitud de la grieta</i>
Figura 13	<i>Áreas $A_{0.95a}$ perfiles estructurales no rotativos</i>
Figura 14	<i>Relaciones de esfuerzo tiempo</i>
Figura 15	<i>Diagrama de Goodman</i>
Figura 16	<i>Grafica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión</i>
Figura 17	<i>Diagrama de fatiga maestro</i>
Figura 18	<i>Diagrama de fatiga donde se obtienen varios criterios de falla</i>
Figura 19	<i>Curva de Wohler para el material estudiado(PE-100)</i>
Figura 20	<i>Esquema de carga de 4 bloques.</i>
Figura 21	<i>Matrix de arcoíris</i>
Figura 22	<i>Norma E 606 - 04</i>
Figura 23	<i>Probeta reloj de arena.</i>
Figura 24	<i>Probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 25	<i>Barra de sistemas de análisis.</i>
Figura 26	<i>Esquema de proyecto Static Structural.</i>
Figura 27	<i>Ventana propiedades estructurales del material SAE 1045.</i>
Figura 28	<i>Modelo de probeta.</i>
Figura 29	<i>Ventana de trabajo del módulo "Model".</i>
Figura 30	<i>Barra de "outline".</i>
Figura 31	<i>Configuración de mallado</i>
Figura 32	<i>Herramientas de control de mallado.</i>
Figura 33	<i>Selección de caras a refinar.</i>
Figura 34	<i>Opciones para actualizar la malla.</i>
Figura 35	<i>Probeta con mallado final.</i>
Figura 36	<i>Opciones de condiciones para cargas.</i>
Figura 37	<i>Ventana de parámetros de fuerza remota</i>
Figura 38	<i>Selección de superficie para carga remota</i>
Figura 39	<i>Herramientas de soportes</i>
Figura 40	<i>Condición de soporte fijo.</i>
Figura 41	<i>Barra de herramientas.</i>
Figura 42	<i>Configuración del criterio de fatiga.</i>
Figura 43	<i>Criterio de Goodman</i>
Figura 44	<i>Carga completamente reversible</i>

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Figura 45	<i>Carga de amplitud no constante.</i>
Figura 46	<i>Herramientas de resultados para fatiga.</i>
Figura 47	<i>Resultados de ciclos de vida en probeta tipo reloj de arena.</i>
Figura 48	<i>Resultados de ensayo de daño para probeta de reloj de arena.</i>
Figura 49	<i>Resultados de factor de seguridad para probeta de reloj de arena.</i>
Figura 50	<i>Resultados de ciclos de vida en probeta tipo reloj de arena.</i>
Figura 51	<i>Resultados de ensayo de daño para probeta de reloj de arena.</i>
Figura 52	<i>Resultados de factor de seguridad para probeta de reloj de arena</i>
Figura 53	<i>Resultados de vida para probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 54	<i>Resultados de daño para probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 55	<i>Factor de seguridad para probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 56	<i>Resultados de vida para probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 57	<i>Resultados de daño para probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 58	<i>Factor de seguridad para probeta de planos paralelos sin estalla.</i>
Figura 59	<i>Componentes principales del diseño.</i>
Figura 60	<i>Diseño conceptual del banco de cargas variables.</i>
Figura 61	<i>Diseño preliminar de banco para fatiga con cargas variables.</i>
Figura 62	<i>Explosionado Banco de Cargas Variables.</i>
Figura 63	<i>Sistema para generar y transmitir ciclos.</i>
Figura 64	<i>Esquema carga en una viga en voladizo</i>
Figura 65	<i>Dimensiones de la probeta</i>
Figura 66	<i>Diagrama de cuerpo libre de la probeta</i>
Figura 67	<i>Fuerzas que actúan en una cuña</i>
Figura 68	<i>Sistema de cargas</i>
Figura 69	<i>Unión del tornillo de potencia.</i>
Figura 70	<i>Diagrama de fuerzas de un tornillo de potencia</i>
Figura 71	<i>Base fija</i>
Figura 72	<i>Código movimiento del motor de paso</i>
Figura 73	<i>Código Medición de la carga</i>
Figura 74	<i>Código de medición de ciclos.</i>
Figura 75	<i>Código de pantalla LCD.</i>
Figura 76	<i>Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la probeta</i>
Figura 77	<i>Diagrama de cuerpo libre</i>
Figura 78	<i>Diagramas de cortante y momento flector para diseño del eje</i>
Figura 79	<i>Motor eléctrico</i>
Figura 80	<i>Vástago para sujetas probeta</i>
Figura 81	<i>Diagrama de cuerpo libre de la viga</i>
Figura 82	<i>Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la viga móvil</i>
Figura 83	<i>Diagrama de cuerpo libre viga fija</i>
Figura 84	<i>Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la viga fija</i>

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

LISTA DE TABLAS

Tabla 01	<i>Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín</i>
Tabla 02	<i>Efecto de la temperatura de operación</i>
Tabla 03	<i>Factores de confiabilidad</i>
Tabla 04	<i>composición química del acero empleado en la fabricación de las probetas empleadas en ensayos</i>
Tabla 05	<i>Datos de ensayos mecánicos realizados a la probetas de acero</i>
Tabla 06	<i>Componentes de banco de fatiga.</i>
Tabla 07	<i>Componentes principales del banco de fatiga.</i>
Tabla 08	<i>componentes electrónicos del Sistema de control</i>
Tabla 09	<i>Componentes electrónicos del banco de fatiga</i>
Tabla 10	<i>Factores de corrección para primera iteración de diseño del eje</i>
Tabla 11	<i>Factores de corrección para segunda iteración de diseño del eje</i>
Tabla 12	<i>Parámetros del tornillo de potencia</i>

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1	Propiedades de algunos aceros según fabricantes
Anexo 2	Fracción de la resistencia a la fatiga
Anexo 3	Diagrama para determinar el factor de concentración de esfuerzos.
Anexo 4	Grafico para estimar el factor de sensibilidad a la muesca (q)
Anexo 5	Tabla de cuñeros y cuñas estándar de acuerdo al catálogo de INTERMEC
Anexo 6	Tabla para selección de acoplamientos de mordaza según catalogo
Anexo 7	Constante de extremos para el cálculo de columnas
Anexo 8	Coeficientes de fricción de pares roscados.
Anexo 9	Paso preferido para roscas ACME de acuerdo el diámetro exterior.
Anexo 10	Coeficientes de fricción de collarín de empuje.
Anexo 11	Materiales para fabricación de bujes.
Anexo 12	Especificaciones SAE para algunos pernos de acero.
Anexo 13	Norma ASTM E606 -4
Anexo 14	Características de motor de paso POWERMAX.
Anexo 15	Características del SMvector – Frequency Inverter
Anexo 16	Características del sensor inductivo M12.
Anexo 17	Características Arduino ATmega2560
Anexo 18	Característica del driver L298N
Anexo 19	Características de la celda de carga tipo S.
Anexo 20	Diagrama y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF
Anexo 21	Planos de las piezas maquinas del banco de pruebas

1. INTRODUCCIÓN

Las fallas por fractura que se producen en la industria relacionadas con el fenómeno de fatiga en los materiales son de aproximadamente del 95%, principalmente en piezas de máquinas empleadas en la industria automotriz, manufactura, aeronáutica, por lo que es importante conocer y prevenir este tipo de problemas, entre los componentes que sufren este tipo de daño se encuentran: engranes, ejes, tornillos, rodamientos, piñones, estructuras entre otros elementos de máquinas [1], en la figura 1 se presenta la imagen del aeronave Boeing 737-200 que presenta daño estructural ocasionado por el fenómeno de fatiga.



Figura 1: Boeing 737-200 accidente por fatiga.

Las cargas cíclicas en materiales o fatiga son de gran interés cuando se desea determinar el número de ciclos que puede soportar un componente mecánico, estudios realizados han demostrado que todos los estudios realizados en probetas presentan fallas por debajo de la resistencia última del material e incluso por la resistencia de fluencia, a este tipo de falla se le conoce como fractura por fatiga [2].

Recientemente se están realizando estudios del comportamiento de elementos sometidos a bloques de cargas variables los resultados se han comparado con componentes que soportan cargas cíclicas constantes, han observado un menor valor de resistencia a la fatiga del material cuando se somete a cargas variables [3].

En el presente trabajo se realizó el diseño preliminar y de detalle para una máquina de ensayos de fatiga bajo los lineamientos de la norma ASTM E466, para determinar el número de ciclos que se puede alcanzar por la probeta hasta la falla, de acuerdo a diferentes bloques de carga variable que se aplique y así formar un diagrama que relacione el esfuerzo aplicado en función de los ciclos alcanzados, con el fin de calcular y comprar la ecuación de resistencia a la fatiga y el límite de resistencia a la fatiga .



2. JUSTIFICACIÓN

Una de las principales causas de fallo en muchas piezas fabricadas a base de metales dúctiles es la falla por fatiga. Por lo cual a lo largo del tiempo han ocurrido accidentes y grandes pérdidas económicas. Este fenómeno se presenta en dispositivos como en máquinas rotativas, y componentes no-rotativos como: estructuras de alas de aviones, ruedas de ferrocarril, vehículos entre otros. Existen teorías que abordan el análisis considerando un comportamiento periódico en el valor de la carga, sin embargo, es necesario conocer estudiar el material bajo una condición de bloques de cargas con amplitud variables.

El proyecto propuesto trata del diseño preliminar y de detalle de un banco de cargas a flexión rotativas con amplitud variable, dado que el fenómeno de fatiga se presenta mayormente en elementos rotativos y la carga generalmente es variable con respecto del tiempo. Este maquina permitirá programar los bloques de cargas que se aplicaran en la probeta y determinara el número de ciclos que soporta la probeta, esto permitirá encontrar la resistencia a la fatiga del material analizado.

El desarrollo del banco de pruebas a flexión para fatiga rotativa con carga variable permitirá realizar prácticas de laboratorio para el estudio de cargas cíclicas en materiales dúctiles, también apoyara el aprendizaje de los estudiantes que cursan la materia de diseño de elementos de aeronaves que se imparte en 5to semestre de la carrera de Ingeniería Aeroespacial.

3. OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar una máquina de fatiga rotativas a flexión con carga variable que permita realizar ensayos en probetas entandar bajo la norma ASTM E466.

Objetivos específicos

- Diseñar una máquina en base a criterios de herramientas de diseño asistido por computadora.
-



- El diseño debe permitir realizar ensayos de carga a flexión rotativa a probetas estandarizadas bajo la norma E-466.
- Los elementos electrónicos para el sistema de control permitan medir la carga, modificar la magnitud de fuerza aplicada, programar los bloques de carga aplicadas a la probeta y contar el número de ciclos de vida.

4. ANTECEDENTES

En este capítulo se menciona la historia al fenómeno de la fatiga, los diferentes métodos utilizados para el análisis de cargas cíclicas, también se encuentran los avances para el estudio por amplitud variable y las maquinas que se han utilizado para realizar el estudio de fatiga, estos temas ayudaron a generar el diseño del banco de fatiga.

4.1 TIPOS DE MAQUINAS

4.1.1 Maquina con Pulsador Amsler

En esta máquina se permiten aplicar esfuerzos axiales alternados, intermitentes y ensayos de flexión [4]. El pulsador Amsler es movido por aceite a presión; donde se obtienen variaciones de presión entre un límite superior y un límite inferior, ambos positivos. Los impulsos de carga que se aplican con la maquina varían con el tiempo de forma sinusoidal, pudiéndose regular la frecuencia de las pulsaciones entre 60 y 600 por minuto, esta máquina se presenta en la figura 1.

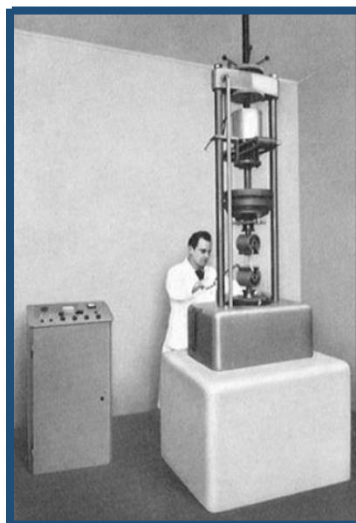


Figura 2: Maquina Amsler [4].

4.1.2 Máquina de Flexión en Ménsula

Wöhler desarrolló la primera máquina de ensayo por flexión rotativa en ménsula. En esta máquina doble se presenta en la figura 3, el esfuerzo está dado por la tensión de un resorte y la velocidad de rotación es de 80 RPM, el momento de flexión varía linealmente con la distancia considerada desde el eje hasta el punto donde se aplica la carga [4].

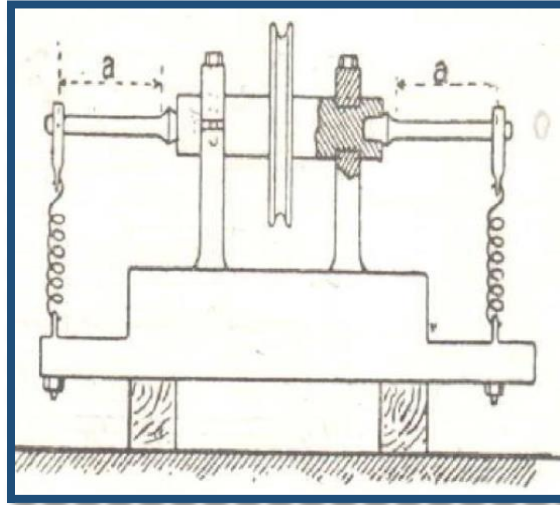


Figura 3: Máquina de Wöhler [4].

4.1.3 Máquina Sondericker

Es una modificación de la máquina de Wöhler, que en este caso la fuerza se aplica en el centro de la probeta mientras se sujeta por extremos, la geometría se observa en la figura 4. Tiene como ventaja el producir un momento de flexión constante a lo largo de la probeta [4].

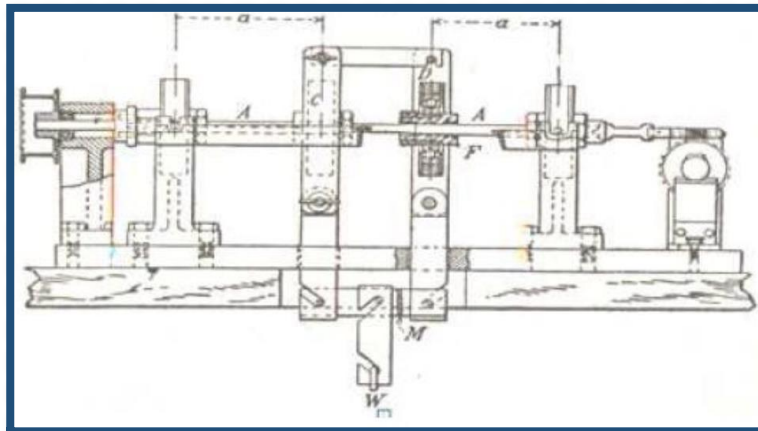


Figura 4: Máquina de Sondericker [4].

4.1.4 Maquina Schenck

En esta máquina la carga se aplica mediante un sistema brazo-balanza, por medio de un peso que puede ser movido al momento de realizar el ensayo, ver figura 5. La probeta es girada mediante un motor eléctrico que se encuentra montado sobre una estructura [4].

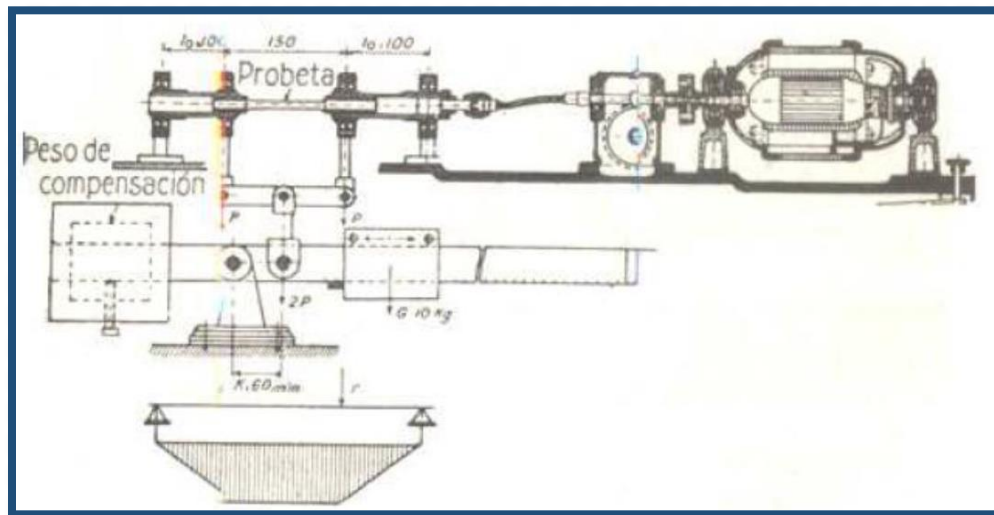


Figura 5: Máquina de Schenck [4].

4.1.5 Máquina Schenck- Erlinger

Esta máquina funciona a unas 1400 flexiones por minuto, los esfuerzos de flexión están dados por una carga excéntrica ajustable a una biela en donde une las cabezas de la probeta giran sobre una palanca de mando [4]. El otro extremo está sujeto a un resorte helicoidal, en donde se determina el momento de flexión ejercido según el grado de deformación medida por dos comparadores, ver figura 6.

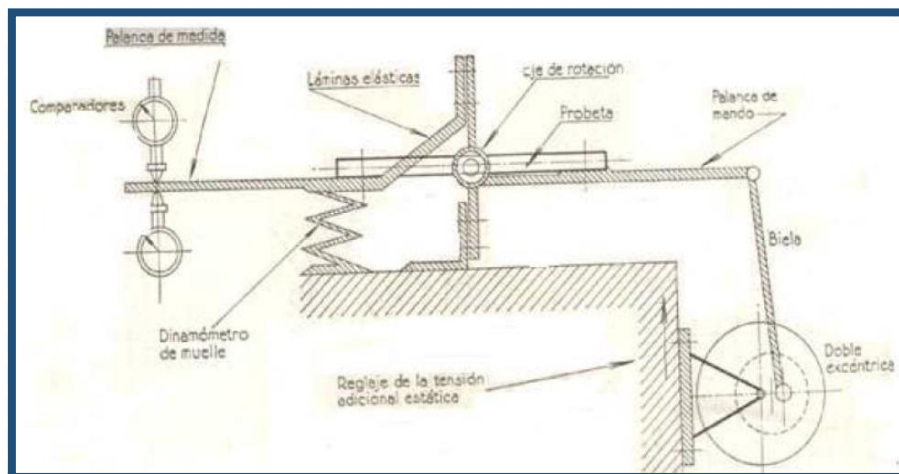


Figura 6: Máquina Schenck - Erlinger [4].

4.1.6 Maquina alemana DVL

La probeta a ensayar es montada sobre dos mandíbulas, las cuales son unidas a un árbol de manivelas que permiten ejercer flexiones alternadas sobre la probeta [4], por medio de un sistema de placas articuladas como se aprecia en la figura 7.

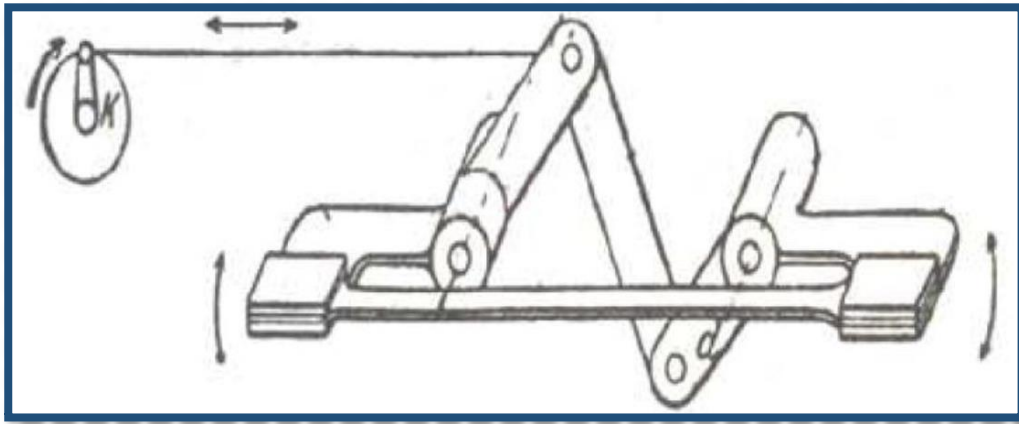


Figura 7: Máquina Alemana D.V.L [4].

4.1.7 Máquina Moore

La máquina de Moore se presenta en la figura 8, tiene de un motor en el que va acoplada la probeta en la que se inducirá la falla, la probeta está sujeta con dos acoples móviles los cuales le permitirán el movimiento. En el centro tiene una carga para que se tengan una fuerza actuante durante todo el ensayo. Para que se pueda medir el número de ciclos, en la flecha se tiene acoplado también un sensor, en la figura 8 se puede observar la máquina de Moore.

La carga es aplicada entre los rodamientos libres, produciéndose el caso de una viga simplemente apoyada, sometida a flexión pura. El giro del motor hace que se tenga la aplicación de esfuerzos alternantes. Además, su giro es transmitido a los ejes que soportan la probeta por medio del acople. La probeta tiene rotación libre gracias a los rodamientos, lo que permite que ningún elemento en movimiento de la máquina este sometido a esfuerzo torsionante. Al girar media revolución la probeta, un punto de la viga sobre el eje neutro pasa de tener un esfuerzo de compresión para tener un esfuerzo de compresión para tener un esfuerzo de tracción, la siguiente media revolución hace que los esfuerzos en dicho punto se inviertan [4].

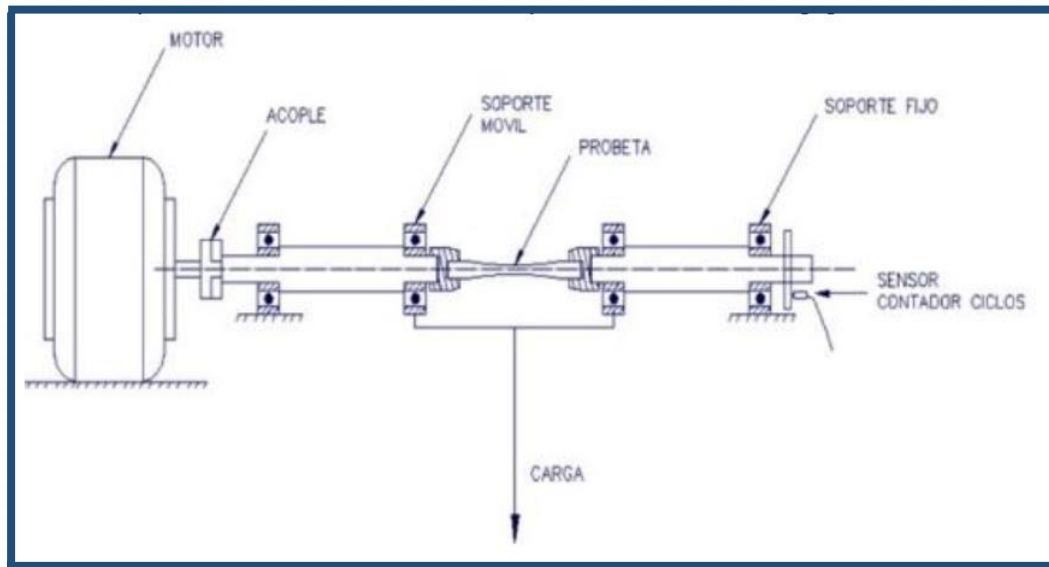


Figura 8: Máquina Moore [4].

4.2 FATIGA

El termino fatiga se le denomina a la falla de un material sometido a cargas cíclicas, después de cierto número de repeticiones (ciclos) de carga. Este tipo de falla fue observado por primera vez en el siglo XIX, cuando los ejes de los carros de ferrocarril comenzaron a fallar después de un corto tiempo de servicio. A pesar de haber sido contruidos con el acero dúctil, se observó una falla súbita de tipo frágil [5].

El termino fatiga fue usado por primera vez por Poncelet en 1839, para describir la situación de falla de los materiales sometidos a cargas variables. Debido a que la falla por fatiga tiene apariencia frágil. Se pensaba que el material se había “cansado” y hecho frágil después de soportar un cierto número de fluctuaciones de esfuerzo. Similarmente en 1843, Rankine publicó en un estudio sobre las causas de la ruptura inesperada de los muñones de los ejes del ferrocarril, en el cual decía que el material dúctil se había cristalizado y hecho frágil debido a la fluctuación de los esfuerzos [5].

En 1870, después de 12 años de investigación sobre las fallas por fatiga, el ingeniero alemán August Wöhler publico los resultados de su estudio, en el cual se mostraba como “culpable” de la falla al número de ciclos de esfuerzo. Al realizar pruebas sobre las mitades rota de los ejes que habían fallado por fatiga. Observo que el material que tenía la misma resistencia y ductilidad bajo carga de tensión que el material original; es decir, el material no se había “cansado” ni fragilizado como se creía. Sin embargo, el termino fatiga se sigue utilizando para referirse a las fallas de los elementos sometidos a cargas variables [5].

En 1954, muchos años después del descubrimiento del fenómeno de la fatiga, el Comet británico, la primera aeronave a reacción comercial para pasajeros, tuvo dos accidentes graves debidos a fallas por fatiga causadas por ciclos de presurización y despresurización de cabina. Más recientemente. En 1988, un Boeing 737 (vuelo 243 de Aloha Airlines) perdió un tercio de la parte superior de la cabina en el pleno



vuelo; aterrizo con pérdidas mínimas de vidas. Estos, sin embargo, son los únicos ejemplos recientes de falla por fatiga de tipo catastrófico [5].

4.2.1 Fatiga en Materiales Metálicos

La resistencia a la fatiga es un fenómeno que se entiende como su capacidad de resistir a las cargas de fatiga. Es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante cierta cantidad de ciclos dado un periodo de tiempo. El inicio del fallo es la aparición de pequeñas grietas que generan una fractura total luego de aplicar carga en cada revolución. A continuación, se mostrará las fases por fallo de fatiga [2].

4.2.2 Etapas de crecimiento de grieta a fatiga.

A continuación, se presentan las etapas de crecimiento de la grieta en piezas sometido a cargas cíclicas o fatiga.

1.- Iniciación. - Es el principio de la aparición de uno o más micro grietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen [2].

2.-Propagacion. - Las micro grietas se convierten en macro grietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales, las características de la propagación son que las mesetas son suaves y normales a la dirección del esfuerzo máximo de tensión, por otro lado, la superficie puede tener marcas oscuras y claras conocidas como marcas de playa, están marcas de playa dependen de los cambios en el nivel de la frecuencia de carga [2].

3.- Ruptura. - Ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida, Sus principales características son que la falla, pueden tener un compartimiento frágil, dúctil o una combinación y las marcas de playa apuntan hacia los orígenes de las grietas iniciales.

Las fallas se pueden originar por: a) el diseño de cambios rápidos en la sección transversal, como: cuñeros, orificios para pasadores, etc., b) la composición del material después de su proceso de laminado, forjado, fundido, estirado, etc., c) falta de cuidado en las ubicaciones de estampados, marcas de herramienta, raspaduras y rebabas. Por otro lado, los factores que pueden acelerar el crecimiento de

una grieta son: temperaturas de trabajo altas, ciclos de temperaturas, entorno corrosivo y ciclos de alta frecuencia.

En la figura 9 se identifican las etapas del crecimiento de la grieta, en la zona A se presentan las microgrietas en la zona B se presenta las macro grietas conocidas tambien como marcas de playa que representan la propagacion y por ultimo en la zona C la ruptura que es el esfuerzo final del material.

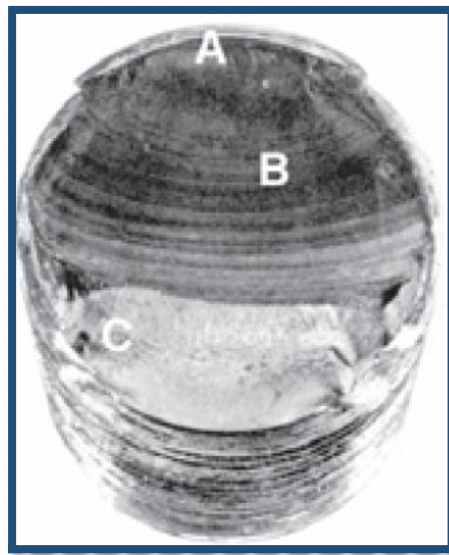


Figura 9: Ejemplo falla por fatiga [2].

4.2.3 Métodos para el estudio de fatiga- vida

Los tres métodos más importantes de fatiga – vida que se usan en el diseño y el análisis son el de método de esfuerzo – vida, el método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Con estos métodos se busca predecir la vida en número de ciclos para la falla hasta la ruptura N . La clasificación en base al número de ciclos considera: fatiga de bajo ciclaje entre: $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos, mientras que la fatiga de alto ciclaje es de: $N \geq 10^3$ ciclos [2].

4.2.3.1 Métodos del esfuerzo-vida

Para determinar la Resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga las probetas se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes específicas, mientras se cuentan los ciclos del esfuerzo hasta su destrucción. El dispositivo de ensayo a la fatiga que se emplea con más frecuencia es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R. Moore. Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número de revoluciones muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga [2].

El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso continua y los resultados se grafican como un diagrama $S - N$ [2].

En la figura 10 muestra un diagrama un ejemplo estadístico del ensayo que proporciona la resistencia a la fatiga S_f contra el número de ciclos de un material.

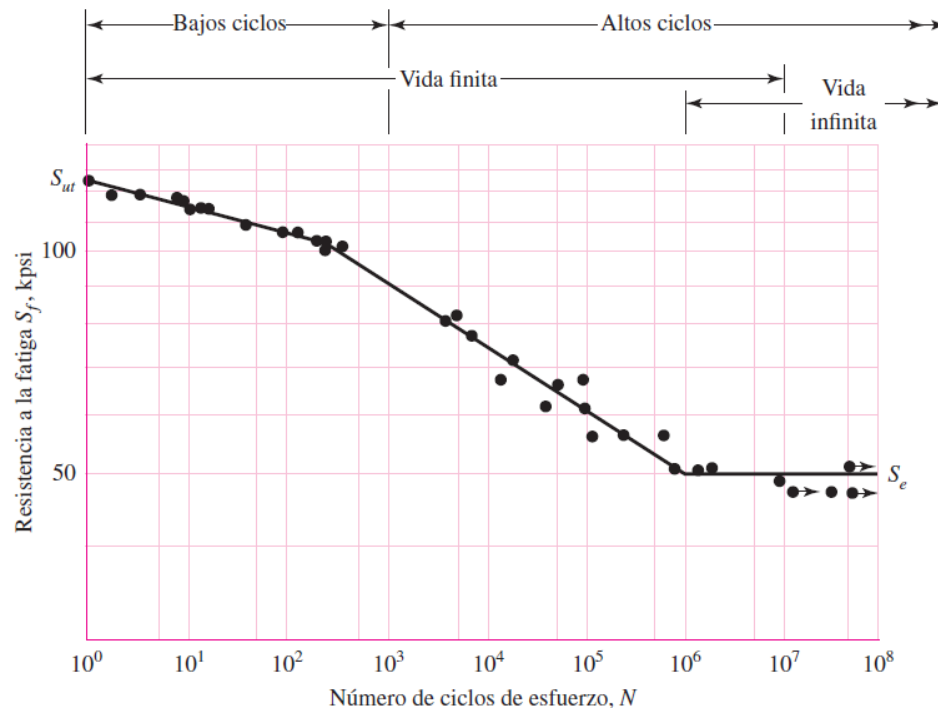


Figura 10: Diagrama S-N se graficó en base ensayos de fatiga axial [2].

4.2.3.2 Método de Deformación y Vida

Este enfoque que puede usarse para estimar las resistencias a la fatiga, pero cuando se emplea de esta manera es necesario conformar varias idealizaciones, y por lo tanto existirá cierta incertidumbre en los resultados [2].

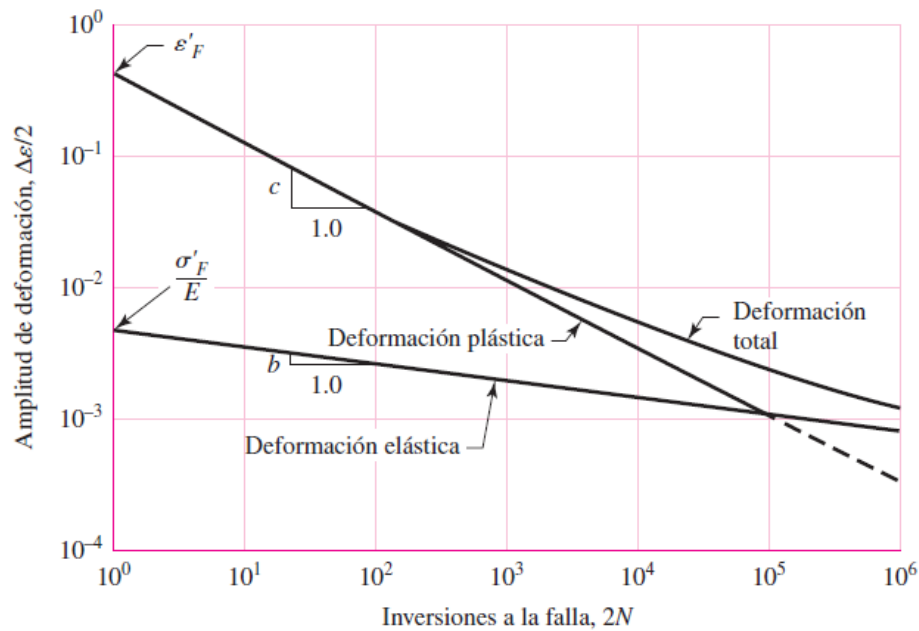


Figura 11: Grafica vida-fatiga [2].

Para explicar la gráfica de la figura 11, se definen los siguientes términos

- Coeficiente de ductilidad a la fatiga ϵ'_F es la deformación real correspondiente a la fractura en una inversión.
- Coeficiente de Resistencia a la fatiga σ'_F es el esfuerzo real correspondiente a la fractura en una inversión.
- Exponente de ductilidad a la fatiga c es la pendiente de la línea de la deformación plástica y la potencia a la cual se debe elevar la vida $2N$ para que sea proporcional a la amplitud real de la deformación plástica. Si el número de inversiones del esfuerzo es $2N$, entonces N es el número de ciclos [2]

4.2.3.3 Método de la mecánica fractura lineal elástica

La primera fase del agrietamiento por fatiga se designa como fatiga de la etapa I. se supone que el desplazamiento de cristal que se extiende a través de varios granos continuos. Inclusiones e imperfecciones superficiales desempeña un papel. Como la mayor parte de este fenómeno es invisible para el observador, solo se dice que la etapa I involucre a varios granos [2].

La segunda fase, de la extensión de la grieta, se llama fatiga de etapa II. El avance de la grieta produce evidencia que puede observarse en la micrografía de un microscopio eléctrico. El crecimiento de la grieta es ordenado [2].

Las grietas surgen por la exposición a cargas fluctuantes las cuales crecen a medida que se aplica una tensión en cada ciclo de esfuerzo, es necesario tomar en cuenta que el esfuerzo fluctúa en los límites,

En la figura 12 muestra el crecimiento de la grieta con respecto al aumento al número de ciclos del esfuerzo [2].

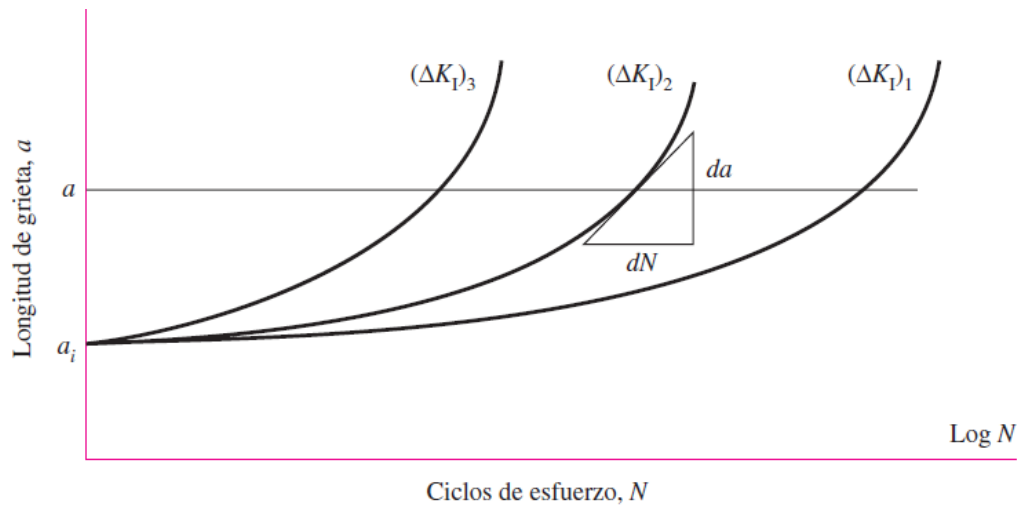


Figura 12: El aumento de longitud de la grieta [2].

4.3 Límite de resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir a cargas de fatiga, en general el valor de esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga [2].

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



Se ha encontrado que existe incertidumbre en los resultados del número de ciclos de piezas analizadas en condiciones de trabajo vs condiciones de laboratorio, por lo que se realizan correcciones mediante el empleo de factores de diseño más grandes que podrían usarse para el diseño estático [2].

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \end{cases} \quad (1)$$

4.4 Factores que modifican la Resistencia a la fatiga

En general, las características de los elementos de máquinas y de su entorno difieren de aquellas de la probeta de ensayo. En esta sección se presentarán los factores que influyen para determinar el límite de resistencia a la fatiga. Entre las causas que generan el cambio de resistencia se encuentran la composición del material, la variabilidad en la fabricación del material, el método de manufactura, tiramiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo. El tamaño de los elementos analizados y su concentración de esfuerzos, finalmente el entorno de trabajo afecta mediante la corrosión, temperatura de trabajo y tiempo de relajación. Para considerar estas condiciones, se han agregado factores que modifican el valor del límite de resistencia del material, estos factores de Marín se tienen en cuenta en la ecuación 2.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2)$$

Donde

- k_a = factor de modificación de la condición superficial
- k_b = factor de modificación del tamaño
- k_c = factor de modificación de la carga
- k_d = factor de modificación de la temperatura
- k_e = factor de confiabilidad
- k_f = factor de modificación de efectos varios
- S'_e = límite de Resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e = límite de Resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

4.4.1 Factor de superficie k_a

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeños



concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana [2]. Los datos pueden representarse mediante.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3)$$

Donde S_{ut} es la Resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se presentan en la tabla 1:

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

Tabla 1: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín [2].

4.4.2 Factor de tamaño k_b

Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo tanto

$$k_b = 1 \quad (5)$$

Cuando la pieza no presente sección circular, se utiliza el concepto de dimensión efectiva, que reemplaza al diámetro d en la ecuación [2].

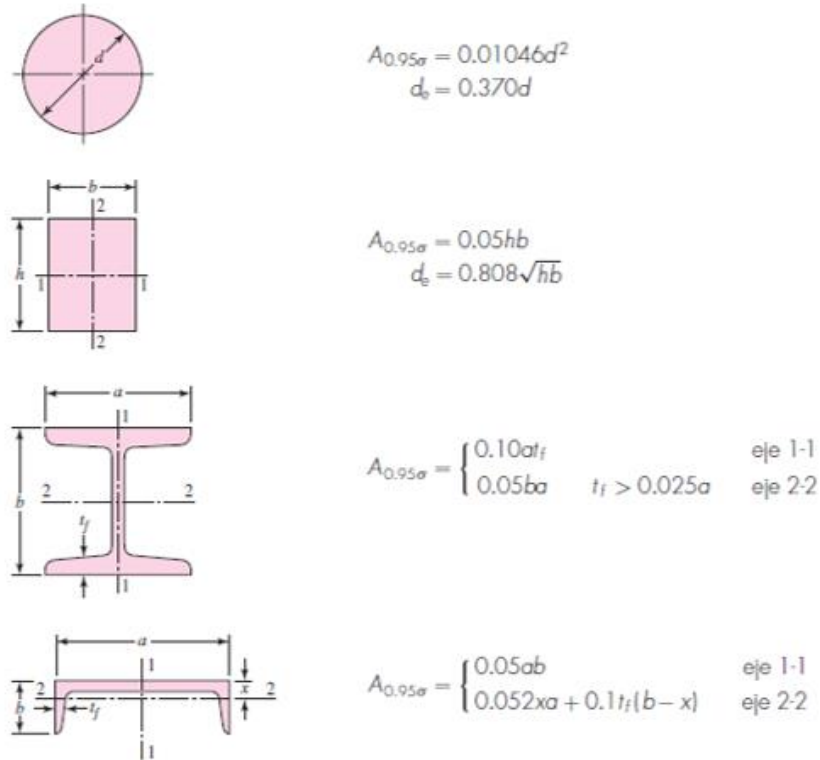


Figura 13: Áreas $A_{0.95\sigma}$ perfiles estructurales no rotativos [2].

4.4.3 Factor de temperatura k_c

Al realizar ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los límites de Resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} .

$$k_c \begin{cases} 1 & \text{flexion} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases} \quad (6)$$

4.4.4 Factor de temperatura k_d

Las propiedades de un material dependen de su temperatura, para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura que varía de 0.549 a 1.025, sin embargo, dependiendo de la temperatura: se considera cero cuando la resistencia es nula y uno cuando la resistencia para vida infinita es igual al límite de fatiga, es decir, cuando la temperatura no modifica a la resistencia [2].

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Tabla 2: Efecto de la temperatura de operación [2].

4.4.5 Factor de confiabilidad k_e

El factor de confiabilidad corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss [2].

Se obtiene de la Tabla 3, donde se presentan los porcentajes de confiabilidad.

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

Tabla 3: Factores de confiabilidad [2].

4.4.6 Factor de efectos varios k_f

Aunque el factor tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, esto significa que en verdad es necesario tomarlos en cuenta. Ya que los valores de k_f no siempre están disponibles [2]. Algunas condiciones que se pueden considerar como efectos varios son los siguientes:

- Corrosión
- Recubrimiento de electrolítico
- Metalizado por aspersión
- Frecuencia cíclica
- Corrosión por frotamiento

4.5 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias.

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (7)$$

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

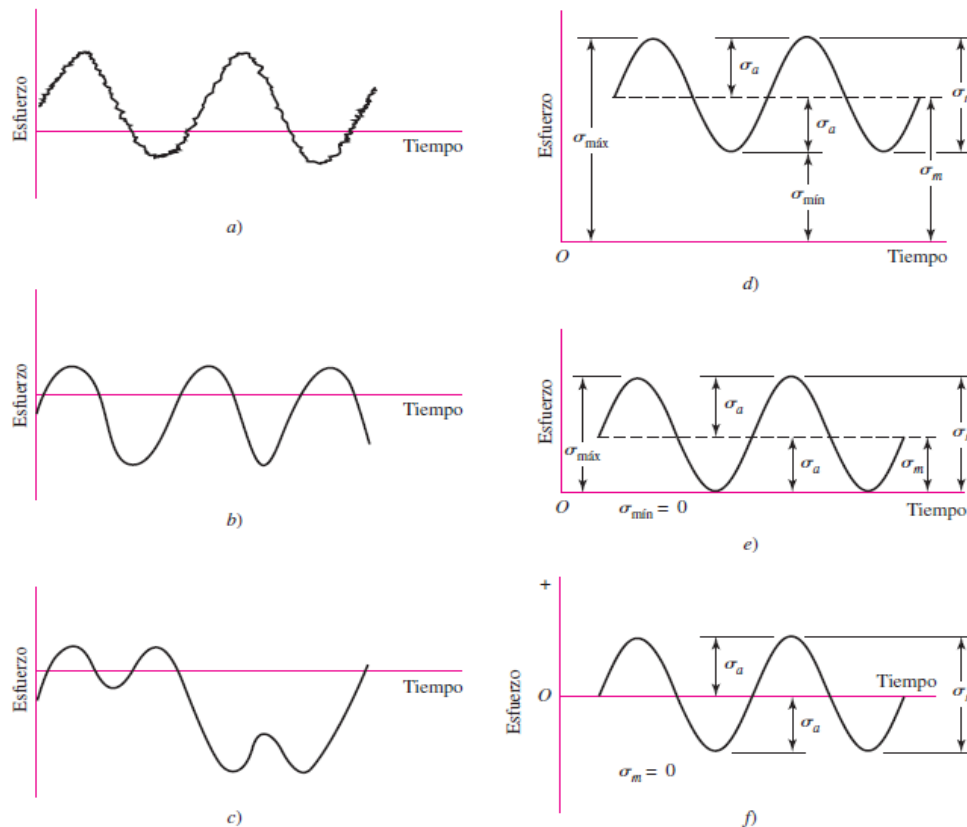


Figura 14: Relaciones de esfuerzo tiempo. [2]

En la figura 14 se muestran varios registros de esfuerzo y tiempo que existen a continuación se definirán los nombres de cada uno.

σ_{min} = esfuerzo minimo

σ_{max} = esfuerzo maximo

σ_a = componente de amplitud

σ_m = componente de esfuerzo medio

σ_r = intervalo de esfuerzo

σ_s = esfuerzo estatico o constante

4.6 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables

El diagrama de Goodman modificado se presenta en la figura 15, consiste en rectas que se trazan hasta S_e (o S_f) arriba y abajo del origen. Observe que la resistencia a la fluencia también se grafica en ambos ejes. Porque la fluencia sería el criterio de falla si $\sigma_{m\max}$ sobrepasara a S_y .

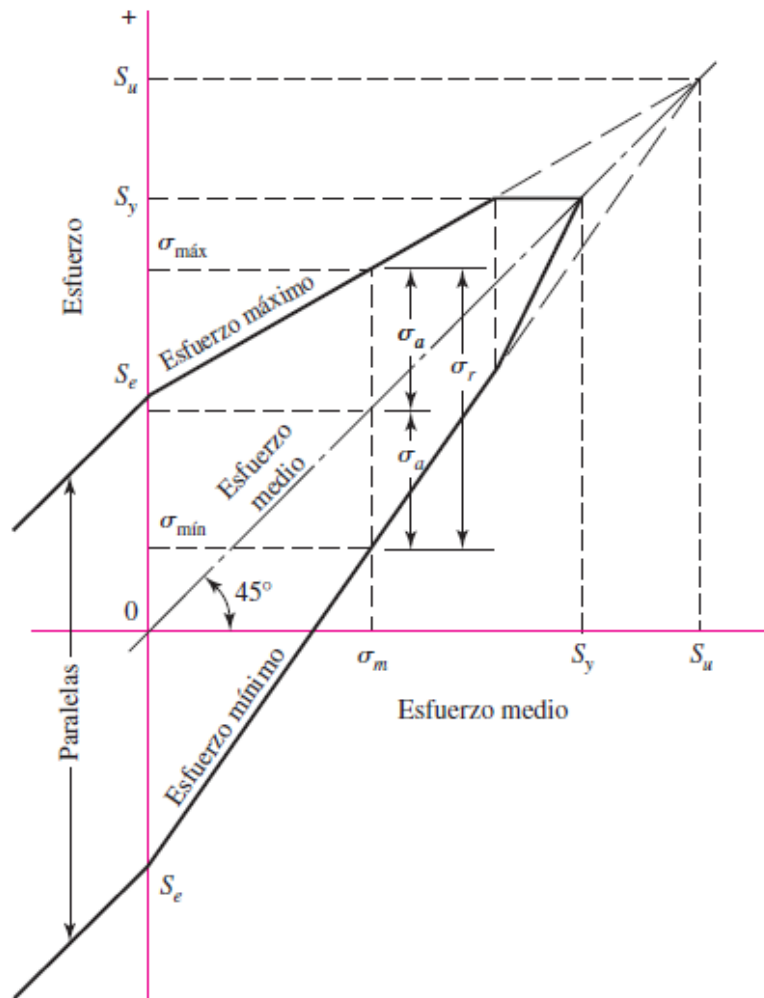


Figura 15: Diagrama de Goodman [2].

Aquí la abscisa representa la relación entre la resistencia media S_m y la resistencia última, con la tensión graficada a la derecha y la compresión a la izquierda, la ordenada es la relación entre la resistencia alternante y límite de resistencia a la fatiga. La figura 16 muestra la recta BC que representa el criterio de Goodman modificado de falla [2].

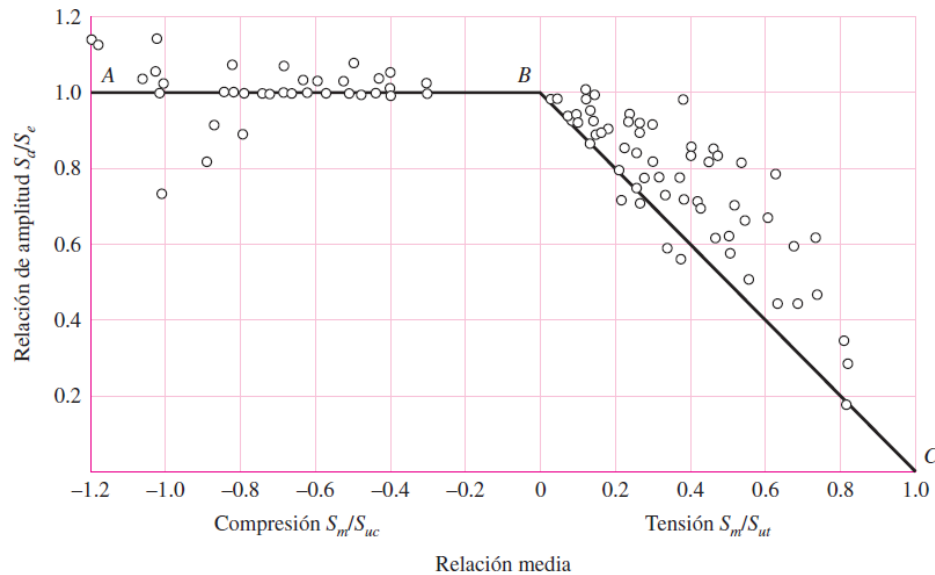


Figura 16: Grafica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión [2].

La figura 17 representa las cuatro de la componentes del esfuerzo así como las dos relaciones del esfuerzo, una curva que representa el liminte de resistencia a la fatiga para valores de R , que se inicia en $R = -1$ y que termina con $R = 1$, comienza en S_e en el eje σ_a y termina en S_{ut} en el eje σ_m .

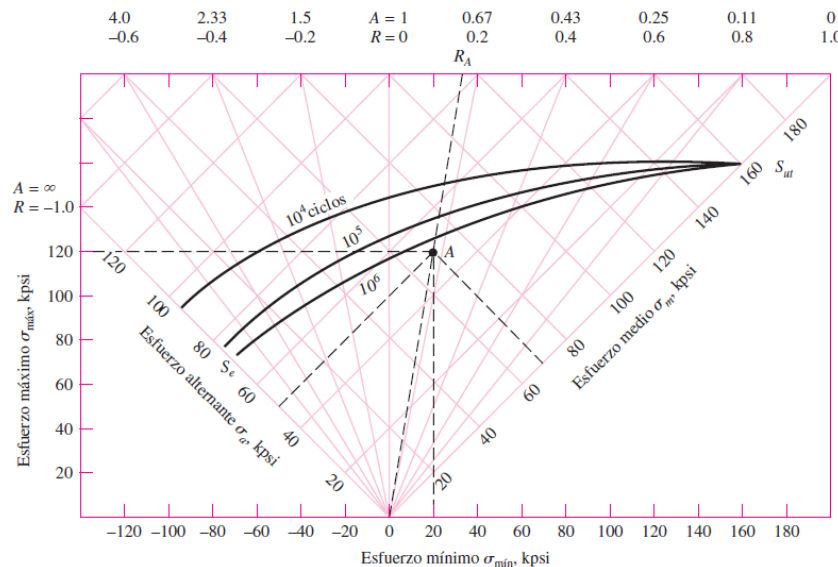


Figura 17: Diagrama de fatiga maestro [2].

También se han trazado curvas de vida constante para $N = 10^5$ y 10^4 ciclos. Cualquier estado de esfuerzo, como el que se indica en A, puede describirse mediante los componentes mínima y máxima, o por medio de las componentes de esfuerzo se encuentre debajo de la línea de vida constante [2].

En la figura 18 se observan diferentes criterios de falla por cargas cíclicas, para cada criterio los puntos sobre la recta indican la falla.

Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (8)$$

Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (9)$$

Gerber

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} = \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (10)$$

Asme - elíptica

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 = \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (11)$$

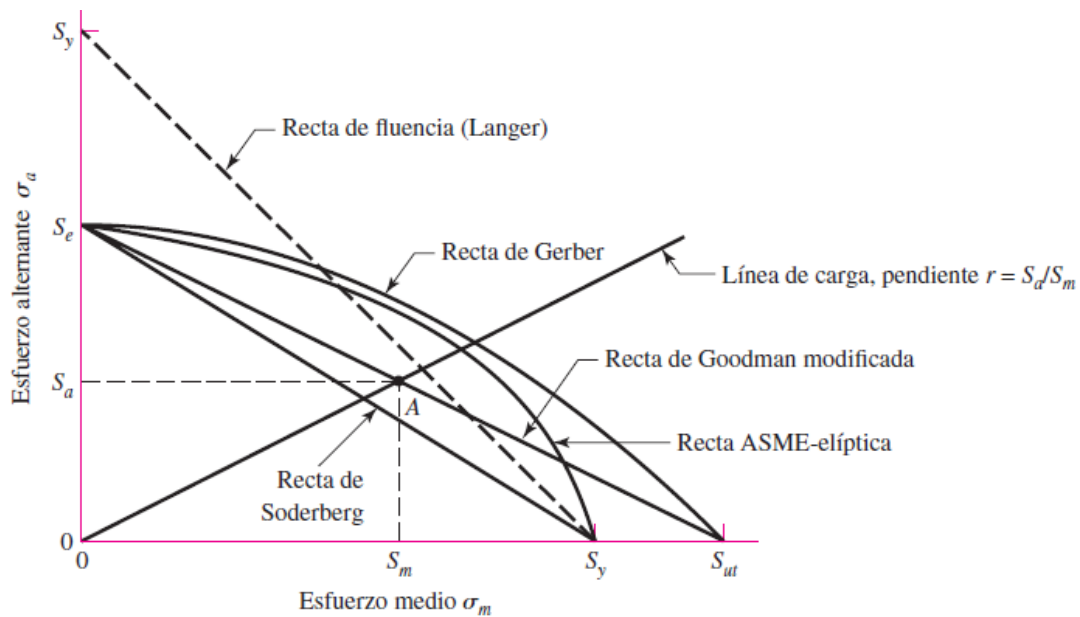


Figura 18: Diagrama de fatiga donde se obtienen varios criterios de falla [2].



4.7 Fatiga por Esfuerzo Variable

4.7.1 Regla lineal de Miner's lineal (LM)

Por su simplicidad y sin requerimientos de parámetros, utiliza la regla LM para verificar como se realiza. Miner asumió que el daño representado por variable D_i , es generado por los ciclos de de nivel es según la ecuación (12) [5].

$$D_i = \frac{U_i}{W_i} = \frac{N_i}{N_i} \quad (12)$$

Por hipótesis, para una secuencia cargando con el nivel P ($P>0$), Miner propone que una ruptura ocurre cuando $\sum_{i=p}^{i=p} D_i = 1$.

4.7.2 Modelo de estrés por daños (DS)

El modelo DS fue propuesto por primera vez por Mesmacque et al, y luego desarrollado por Aid y colaboradores. Similar a la regla LM, el modelo DS es simple y solo requiere el conocimiento de la curva Wöhler. Una ventaja sobre la regla LM, esto no es lineal. El modelo acumulativo tiene en cuenta el historial de cargas. La expresión del indicador modelo DS [5] está dada por la ecuación (13):

$$D = \frac{\sigma_{edi} - \sigma_u}{\sigma_u - \sigma_i} \quad (13)$$

En el primer ciclo la tensión de daño es igual a la tensión aplicada, es decir $D_i = 0$ y en el último ciclo el daño por esfuerzo es igual al esfuerzo final, por lo tanto. $D_i = 1$. El indicador de daño esta normalizado a 1. A la ruptura. El daño es traducido al nivel $i + 1$ por la ecuación (14):

$$D = \frac{\sigma_{edi} - \sigma_i}{\sigma_u - \sigma_i} = \frac{\sigma_{equiv} - \sigma_{i+1}}{\sigma_u - \sigma_{i+1}} \quad (14)$$

Donde σ_{equiv} and σ_{i+1} son daños equivalentes a la tensión en el nivel $i + 1$ y la tensión aplicada en el nivel $i + 1$, respectivamente.

4.7.3 Modelo daño energético (DE)

El modelo de daño energético (DE) es un modelo no lineal similar al modelo DS en la forma en que no tiene parámetros por determinar. Solo requiere que la curva de Wöhler se convierta en energía. Versus número de ciclos. Así, con el supuesto que el material se comporta elásticamente durante la carga cíclica, la densidad de energía de deformación se toma como una variable en el cálculo del daño por fatiga [5], como se muestra por la ecuación (15):

$$D = \frac{W_{edi} - W_i}{W_u - W_i} \quad (15)$$

Donde la es calculada por la ecuación (16):

$$W = \frac{1}{2} \sigma * \varepsilon \quad (16)$$

La confrontación de los resultados experimentales y resultados de predicción de los modelos (regla LM, DS Modelo, Modelo DE) se comprueba de acuerdo con el error relativo de predicción, denotado como REP. En esta investigación, el error relativo de predicción representa la diferencia relativa entre experimental [5] y vidas calculadas utilizando los modelos de daño. Los REP se definen por la ecuación (17):

$$REP[\%] = \frac{N_{experimental} - N_{calculated}}{N_{experimental}} \quad (17)$$

4.7.4 Curva de Wöhler y daño acumulativo

Como se muestra en la figura 19 obtuvimos una forma casi lineal tendencia entre logaritmo de la tensión aplicada versus el logaritmo del número de ciclos. Por lo tanto, es necesario modelar la curva de Wöhler por la ecuación de Basquin este último es de uso común. Para modelar la curva S-N del material PE- HD [5], ver y así, los parámetros de la ecuación de Basquin son dados por la ecuación (18):

$$\log \sigma = -0.0728 \log N_f + \log 33.5 \quad (18)$$

Cuando Basquin propuso una función de potencia entre el nivel de esfuerzo y el número de ciclos como se muestra en la ecuación (19):

$$\sigma = A * N^b \quad (19)$$

Donde A y b son constantes materiales. Así, las constantes materiales o los parámetros de Basquin de los PE 100 estudios son 33.5 MPa y -0.0728 para A y respectivamente.

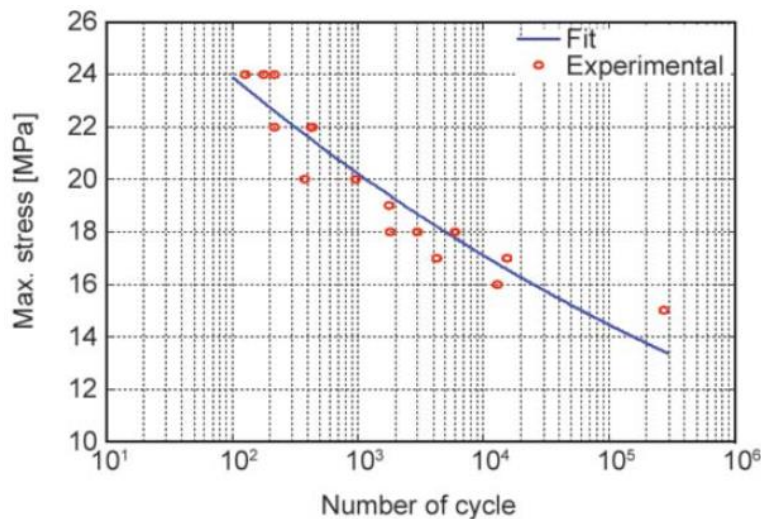


Figura 19: Curva de Wöhler para el material estudiado (PE-100)

Se observa que, la dispersión resulta la misma, ya que se observa el nivel de carga. Tal fenómeno se debe varios factores, como la fabricación, los defectos durante el proceso de extrusión de los tubos y la

4.7.5 Método de predicción fatiga – vida

La predicción de la vida en piezas que soportan cargas de fatiga se basa en la curva S/N para una carga de amplitud constante. Las curvas de fatiga S/N se pueden obtener de un conjunto de pruebas de fatiga, realizando en especímenes a diferentes niveles de estrés con misma relación en cada nivel. La curva S/N puede ser matemáticamente aproximada usando diferentes relaciones como Wöhler, Basquin, Palmgren, etc. Los ciclos de carga debajo de la curva S/N se pueden tomar en cuenta, utilizando la relación de Basquin, que es una aproximación lineal de la curva S/N, en un gráfico logaritmo doble. La relación entre amplitud del estrés y número de ciclos se describe como $lg N = lg k - m * lg \sigma - \sigma = \left(\frac{k}{N}\right)^{\frac{1}{m}}$

Donde k y m son constantes de la curva S/N, N es la vida de fatiga y σ es el nivel de estrés asociado. La extensión de la curva S/N debajo de su nivel se puede realizar alternativamente utilizando la ecuación de Basquin y reemplazando el factor de pendiente m con 2m. Esta modificación de la curva S/N propuesta por Hainbach conduce a predicciones de vida de fatiga menos conservadoras como la propuesta por Basquin. Para ilustrar el método de predicción de la vida de fatiga propuesto en el presente documento, se presenta un ejemplo de carga de cuatro bloques y brevemente descrito.

Consideramos un evento de carga de cuatro bloques como se muestra en la figura 20 donde n_1, n_2, n_3, n_4 denotan los ciclos de carga aplicando en cada carga un nivel $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ y σ_4 las amplitudes de tensión (o carga) asociadas. Los niveles de tensión en el primer y el último bloque de carga son iguales. $\sigma_1 = \sigma_4$. La igualdad de los niveles de estrés en la primera y la última carga los bloques han sido elegidos arbitrariamente y no tiene ningún impacto en el flujo del método. El número de ciclos de carga aplicados en los primeros tres bloques. n_1, n_2, n_3 Y las amplitudes de tensión $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ en cada bloque carga se define desde el principio. El número de ciclos de carga en el último bloque n_4 denota los ciclos restantes a una eventual falla por fatiga. La tarea es estimar la vida de fatiga al final de la carga de cuatro bloques.

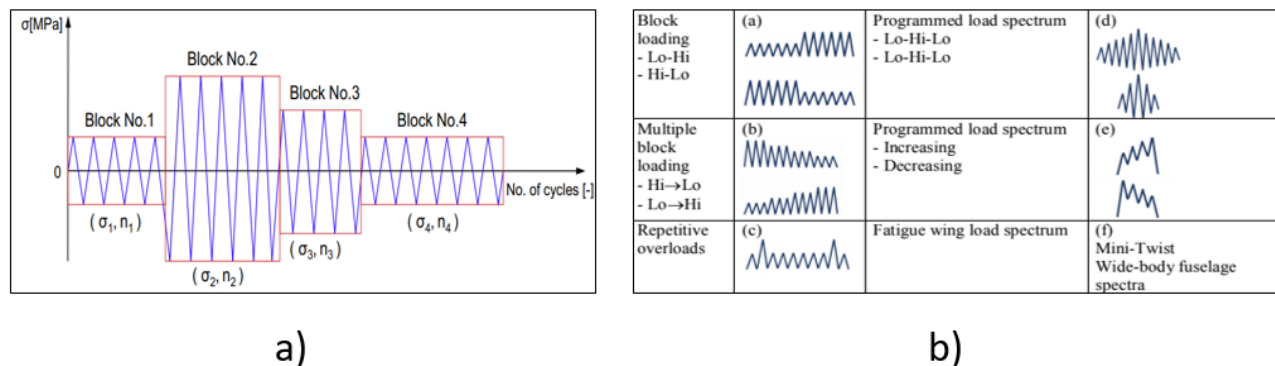


Figura 20: Esquema de carga de bloques [12], a) figura con cuatro bloques de cargas cíclicas, b) clasificación de los tipos de carga cíclicas con amplitud variable.

4.7.6 Rain Flow

Otra opción disponible al realizar un análisis de fatiga de amplitud variable es la capacidad de establecer el valor utilizado para una vida infinita. En una carga de amplitud constante, si la tensión alterna es menor que la tensión alterna más baja en la curva de fatiga, la herramienta de fatiga usará la vida en el último punto. Esto proporciona un nivel adicional de seguridad por que muchos materiales no exhiben un límite de resistencia. Sin embargo, en una carga de amplitud no constante, pueden existir ciclos con tensiones alternas muy pequeñas y pueden predecir incorrectamente demasiado daño si el número de los ciclos con tensión es suficientemente alto. Para ayudar a controlar esto, el usuario puede establecer el valor de vida infinito que se utilizara si la tensión alterna está más allá del límite de la curva SN. Establecer un valor más alto hará que los ciclos de estrés pequeño sean menos dañinos si ocurren muchas veces.

El flujo de lluvia y los resultados de la matriz de daños pueden ser útiles para determinar los efectos de pequeños ciclos de estrés en su historial de carga. Las matrices de lluvia y daños que se muestran en la figura 21 ilustran los posibles efectos de la vida infinita. Ambas matrices de daño provienen de la misma carga (por lo tanto, la misma matriz de flujo de lluvia) [6].

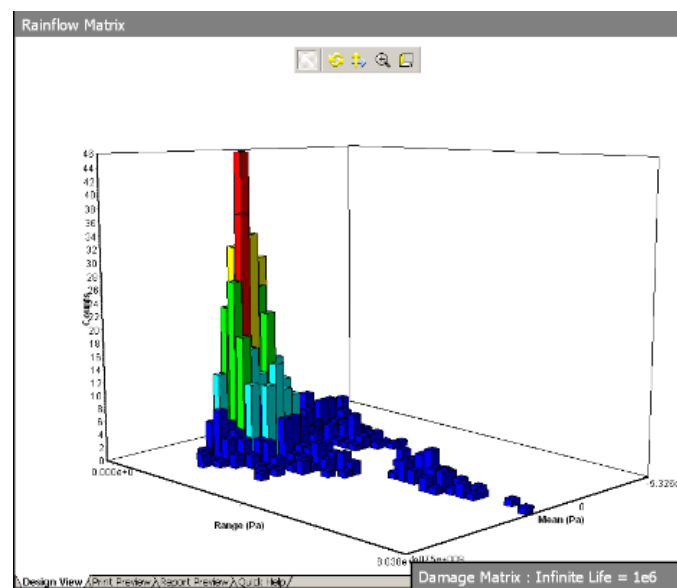


Figura 21: Matrix de arcoíris [7].

La metodología del esfuerzo-vida permite determinar número de ciclos considerando que los esfuerzos son cíclicos y su amplitud es constante. Este es el método menos exacto puntualmente en bajos niveles de ciclaje.

La siguiente metodología de deformación – vida al contrario del primero, es más exacta para en bajos niveles de ciclaje. Pero para eso se tiene que considerar algunas idealizaciones lo cual llevaría a propio criterio del ensayo.

La ultima de la tres la metodologia mecanica de la fractura es la apropiada para el estudio de la etapa de propagacion de macro grietas por lo que es conveniente utilizar para piezas agrietadas.

Las teorías de fatiga por esfuerzos variable buscan evaluar de varios factores serán de gran importancia para el estudio en condiciones no idealizadas o técnicas que nos ayuden a obtener valores más cercanos a las condiciones de trabajo real.

Existen alrededor de 50 modelos de para el daño por acumulación de fatiga los cuales buscan ser menos idealizadas, la técnica de predicción de fatiga en una técnica más que busca salir de la forma conservadora. Buscando encontrar el daño por fatiga en cierta cantidad de bloques con diferentes amplitudes de carga y estimar el daño al final de un ensayo como objetivo por eso este trabajo busca aplicarlo en los ensayos con el banco de cargas rotativas para su estudio.

5. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE FATIGA

En este capítulo se mostrara la metodología para realizar los calculos numericos que forman parte fundamental para el estudio de esta investigacion, asi como el tipo de material empleado para dicha metodologia a emplear. Para la elaboracion del ensayo numerico y diseño de las probetas se ha consultado la norma E606 - 04 “standard practice for strain-controlled fatigue testing como se muestra eb la figura 22.

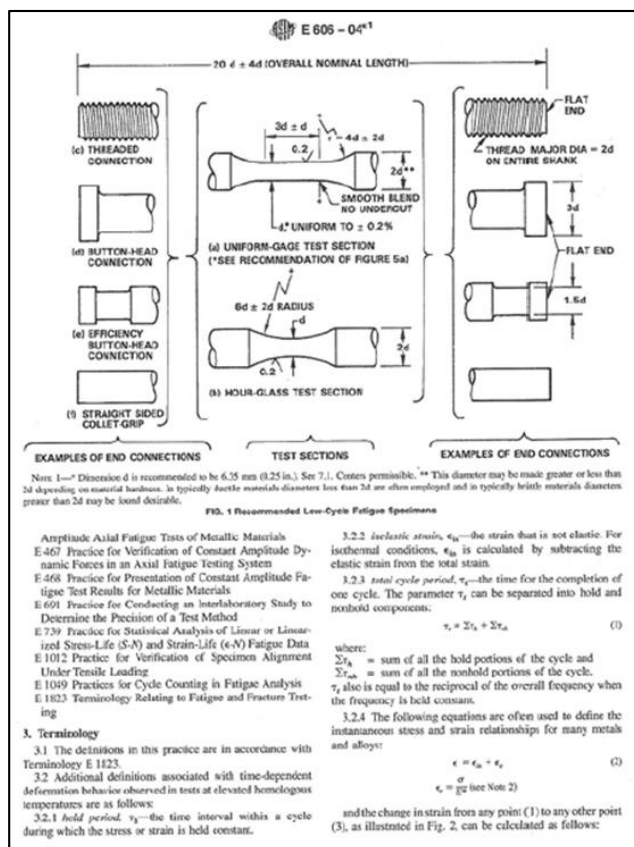


Figura 22: Norma E 606 – 04 [7].

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

En las figuras 23 y 24 se presentan las dos tipos de probetas basadas en la norma E-466 diseñadas para la simulacion en el software de Ansys Workbench.

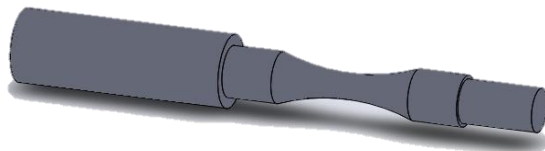


Figura 23: Probeta reloj de arena.

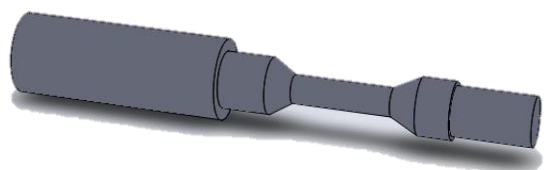


Figura 24: Probeta de planos paralelos sin estalla.

El diseño de las probetas se realizo para el acero [Acero - F114], cuya composicion quimica viene dada por el certificado de calidad se muestra en la tabla 4.

Composicion Quimica %									
Colada	C	MN	SI	P	S	AL	CR	NI	MO
117535	0.450	0.745	0.253	0.013	0.022	0.004	0.117	0.085	0.020
	N	CU							
	0.007	0.182							
	CR MO NI								
	0.222								

Tabla 4: composicion quimica del acero empleado en la fabricacion de las probetas empleadas en ensayos.

Los ensayos realizados a la probetas mostraron los datos recogidos en la tabla 5.

Ensayos mecanicos									
	Prueba de traccion EN 10002-1				Dureza	Recilencia EN 10045-1			
	Rp 0.2	Rm	A	Z		R1- R2- R3	Media	T	Entalla
	N/mm^2	N/mm^2							
	502	717	33.68	35.5	206				

Tabla 5: Datos de ensayos mecanicos realizados a la probetas de acero [6].

El software que se utilizó para realizar la simulacion numerica es ANSYS en la plataforma de Workbech y el tipo de analisis estatico estructural, este modulo cuenta con herrmientas para realizar estudios del fenomeno de fatiga. En este capitulo se encuentra el procedimiento para realizar una simulacion de



fatiga. La figura 25 tiene los diferentes tipos de estudios que se pueden realizar, y podemos observar el estudio Static Structural.

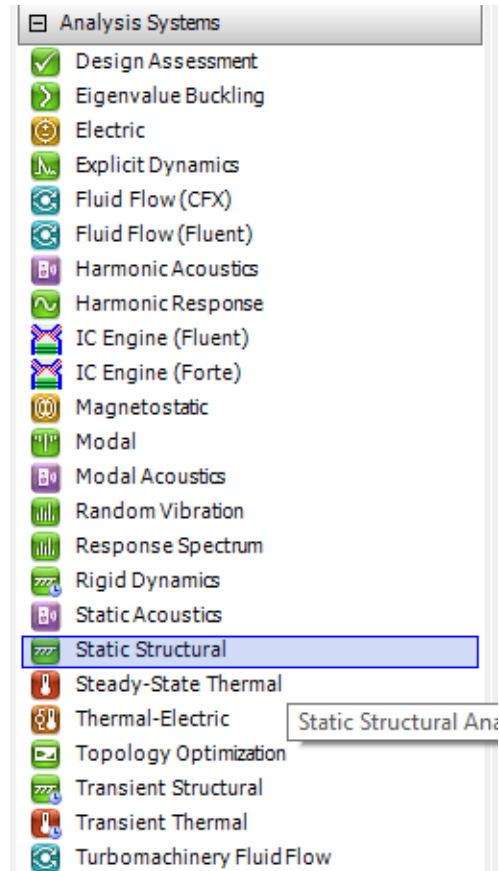


Figura 25: Barra de sistemas de analisis.

Se abra el esquema de proyecto en una nueva ventana, en el esquema se presentan las etapas de Engineering Data, Geometry, Model, Setup, Solution, y finalmente Results, es necesario configurar adecuadamente cada uno de los modulos, en la figura 26 se observa el esquema de proyecto Static Structural.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

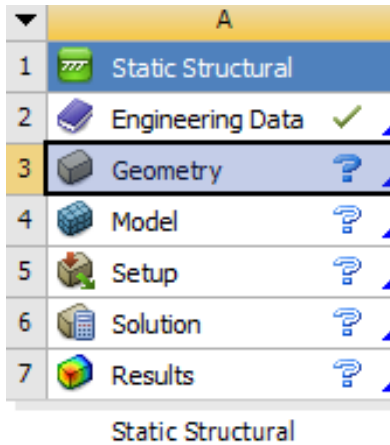


Figura 26: Esquema de proyecto Static Structural.

Las propiedades del material Acero F-114 se configuran en Engineering Data, donde se coloca el modulo elastico de 2.5e5 MPa, coeficiente de Poisson con un valor de [0.3], esfuerzo ultimo a tension de [502] MPa, esfuerzo ultimo a compresion [502] MPa, esfuerzo de fluencia a tesion de [717] MPa, la figura 27 muestra la figura con las propiedades del materia.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
5	Coefficient of Thermal Expansion	1.2E-05	C ⁻¹	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's...		
8	Young's Modulus	2E+05	MPa	
9	Poisson's Ratio	0.3		
10	Bulk Modulus	1.6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7.6923E+10	Pa	
12	Strain-Life Parameters			
13	Display Curve Type	Strain-Life		
14	Strength Coefficient	9.2E+08	Pa	
15	Strength Exponent	-0.106		
16	Ductility Coefficient	0.213		
17	Ductility Exponent	-0.47		
18	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa	
19	Cyclic Strain Hardening Exponent	0.2		
20	S-N Curve	Tabular		
21	Interpolation	Log-Log		
22	Scale	1		
23	Offset	0	Pa	
24	Tensile Yield Strength	502	MPa	
25	Compressive Yield Strength	502	MPa	
26	Tensile Ultimate Strength	717	MPa	
27	Compressive Ultimate Strength	717	MPa	

Figura 27: Ventana propiedades estructurales del material SAE 1045.

En el modulo de Geometry se modela la geometria de la probeta con las dimensiones tomadas de la norma "E 606 - 04", en la figura 28 se observa el modelo de la probeta.



DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

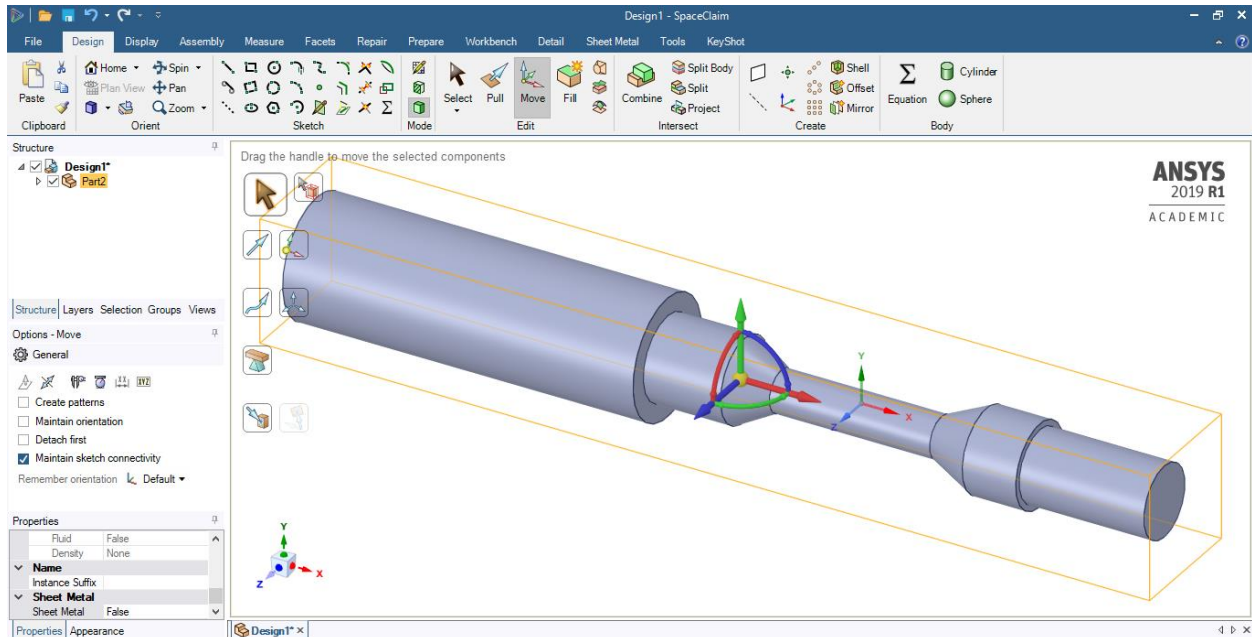


Figura 28: Modelo de probeta.

Una vez que se tiene la pieza, se regresa al esquema de proyecto y seleccionamos Model, después de dar click abre la ventana que se muestra en la figura 29, en esta etapa del proceso se configura las condiciones de cargas, características del mallado del modelo y se colocan restricciones geométricas o condiciones de frontera, también se definen los resultados que se requieren analizar, el módulo de Model contiene las etapas de Setup, Solution y Results.

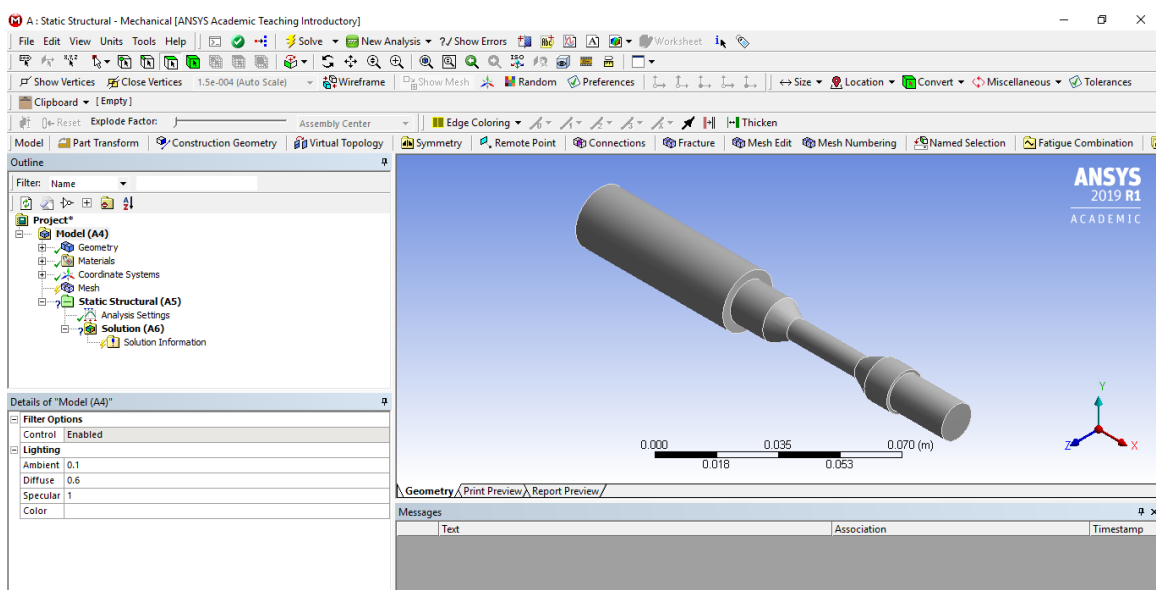


Figura 29: Ventana de trabajo del módulo "Model".



DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Una vez dentro de la ventana de trabajo de Model se genera la geometria, se configura el mallado con la opcion “mesh”. Esta opcion se muestra en la ventana de outline del lado izquierdo de la figura 30.

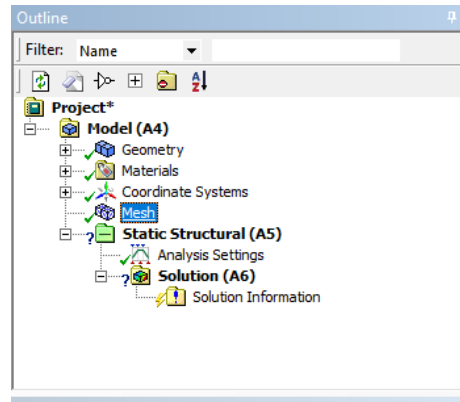


Figura 30: Barra de “outline”.

En la figura 30 correspondiente a Outline, se muestra entre otros el parametro del mallado, en este caso se dejaron un mallado automatico para las zonas alejadas de la seccion mas delgada, esta configuracion se presenta a continuacion en la figura 31.

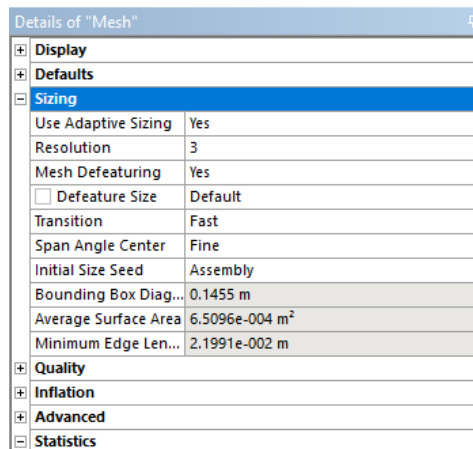


Figura 31: Configuracion de mallado.

Para obtener mejores resultados sobre la pieza a estudiar se le agrega un refinamiento en la region mas delgada, para insertar un metodo de refinamiento se da click derecho en “mesh” y aparacera una barra donde muestra las diferentes opciones para refinar la malla, como muestra en la figura 31. Despues se selecciona el filtro por cara para seleccionar las superficies donde se aplicara el refinamiento, estas caras se pueden observar en la figura 32.

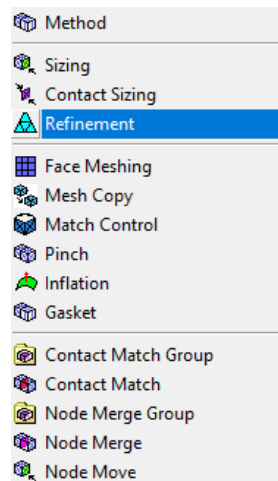


Figura 32: Herramientas de control de mallado.

El refinamiento ya aplicado en la geometría se muestra de color azul como muestra en la figura 33.

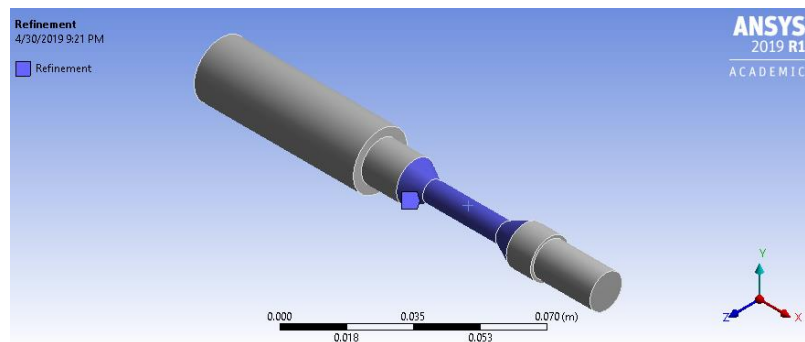


Figura 33: Caras a refinar.

Al terminar el paso anterior se selecciona el cuadro ⚡ donde aparecerá la barra de opciones que se muestra en la figura 34 y dar click en “Generate mesh”.

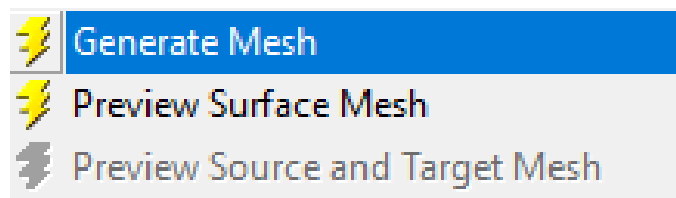


Figura 34: Opciones para actualizar la malla.

En la figura 35 se observa el mallado final de la pieza a estudiar, la configuración del mallado genero 18344 nodos y 11854 elementos para una probeta tipo de planos paralelos sin estalla y 18381 nodos y 11894 elementos para una probeta tipo reloj de arena.

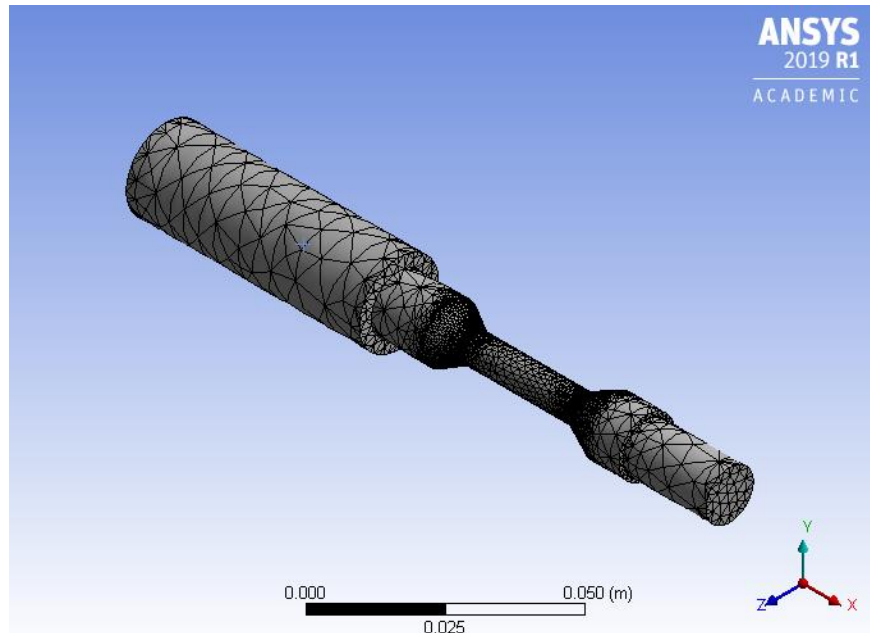


Figura 35: Probeta con mallado final.

Una vez terminado el mallado se selecciona la opción "Static Structural" del Outline, esta operación presenta una serie de pasos para agregar condiciones de fuerza y empujamiento, la figura 36 muestra las diferentes condiciones de carga que se pueden agregar al modelo. Se aplicó una fuerza remota "Remote Force" en la geometría cilíndrica del lado derecho, esta opción permite colocar una carga sobre una área de la pieza, puede ser por componente o por vector.

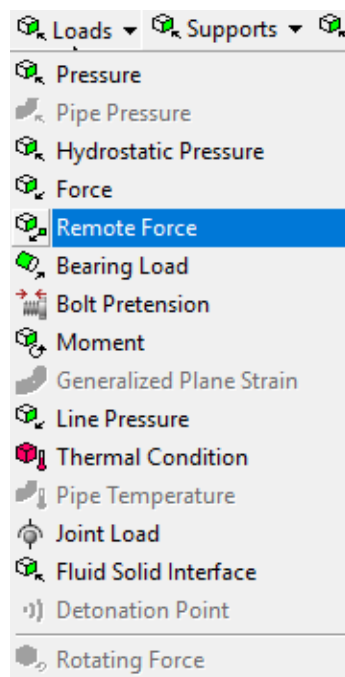


Figura 36: Opciones de condiciones para cargas.

La figura 37 muestra la ventana de “Details of remote force ” en esta ventaba se pueden modificar los parámetros de la carga aplicada, en este caso se aplico una carga de 294 N en direccion Y positivo, la carga que se aplico permite que la simulacion muestre los resultados de manera que generen la falla en la pieza.

Details of "Remote Force"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
Coordinate System	Global Coordinate System
☐ X Coordinate	4.0519e-002 m
☐ Y Coordinate	-1.75e-003 m
☐ Z Coordinate	-9.2414e-020 m
Location	Click to Change
Definition	
Type	Remote Force
Define By	Components
☐ X Component	0. N (ramped)
☐ Y Component	294. N (ramped)
☐ Z Component	0. N (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable
Advanced	

Figura 37: Ventana de parametros de fuerza remota

Despues configurar la carga y seleccionar la seccion de aplicación de la carga, aparecera en color rojo la cara seleccionada, como se muestra en la figura 38, mostrando que efectivamente se esta aplicando la carga remota de 294N (30 kg) en el eje Y positivo.

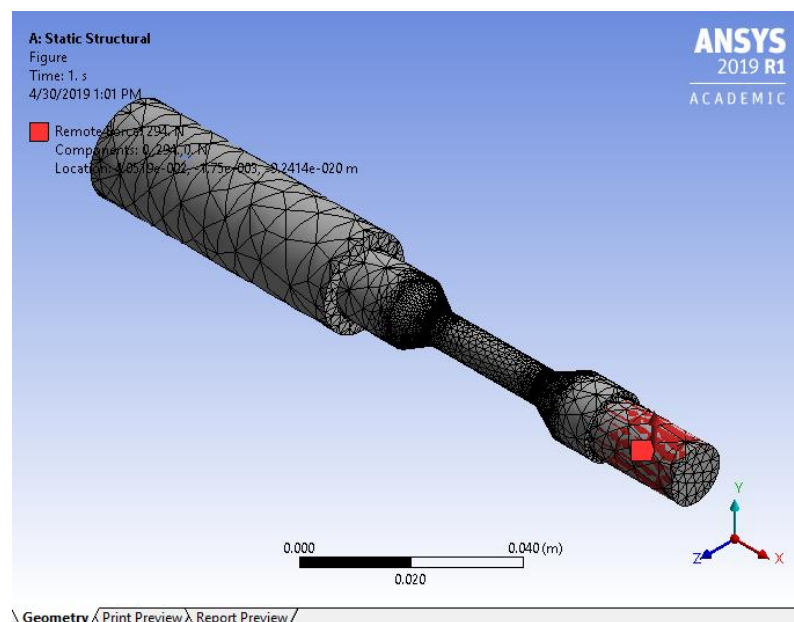


Figura 38: Aplicacion de carga remota

Para continuar con el analisis es necesario aplicar un soporte fijo en lado opuesto de la aplicación de la carga, esta configuracion restringe los 6 grados de libertad en los nodos de la superficie aplicada,

seleccionar la opción de Fixed Support y colocar la condición en el extremo que se encontrara unido a la flecha del motor como muestra en las figuras 39 y 40.

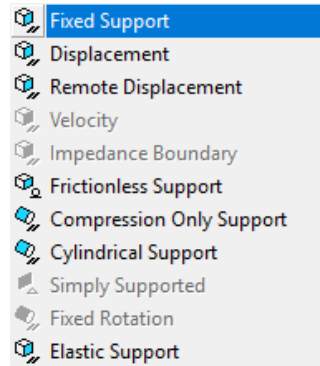


Figura 39: Barra de soportes

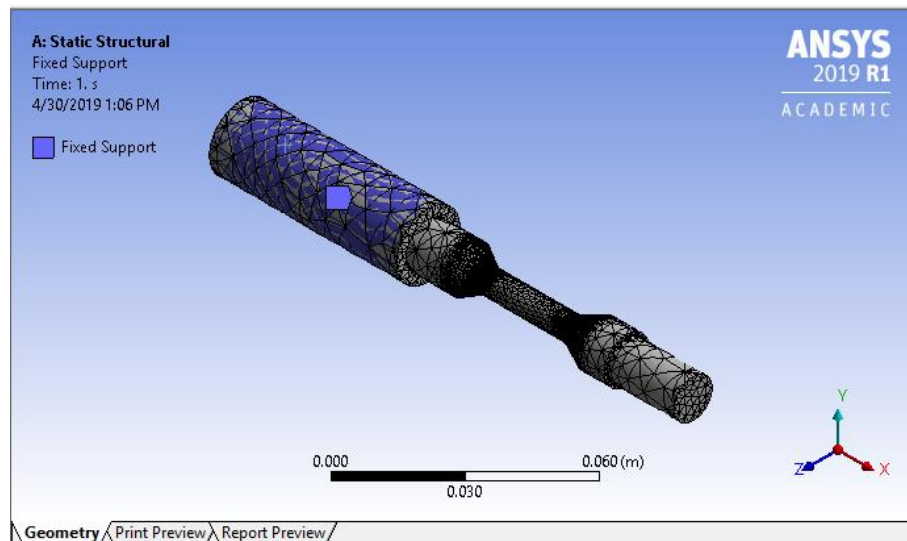


Figura 40: Condición de soporte fijo.

En la barra de “Tools” seleccionar la opción “fatigue tool” como se muestra en la figura 41, esta opción permitira elegir la teoría con la que se desea analizar en este presente trabajo sera fatiga, para el estudio se considero la teoría de Goodman como se muestra en la figura 42, debido a que Goodman es un criterio de falla muy conservador y de uso comun para diseñar piezas sometidas a fuerzas alternantes. En la figura 43 se muestra el esquema de la teoría de Goodman con una línea de color verde.

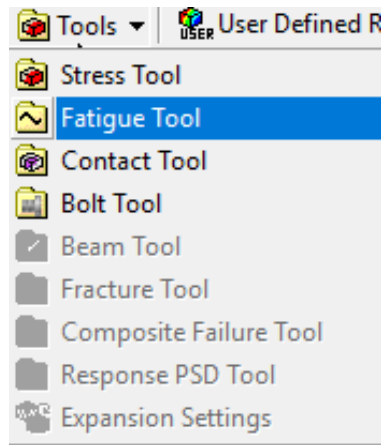


Figura 41: Barra de herramientas.

Details of "Fatigue Tool"	
Domain	
Domain Type	Time
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
Loading	
Type	Fully Reversed
☐ Scale Factor	1.
Definition	
☐ Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (vo...
Life Units	

Figura 42: Configuración del criterio de fatiga.

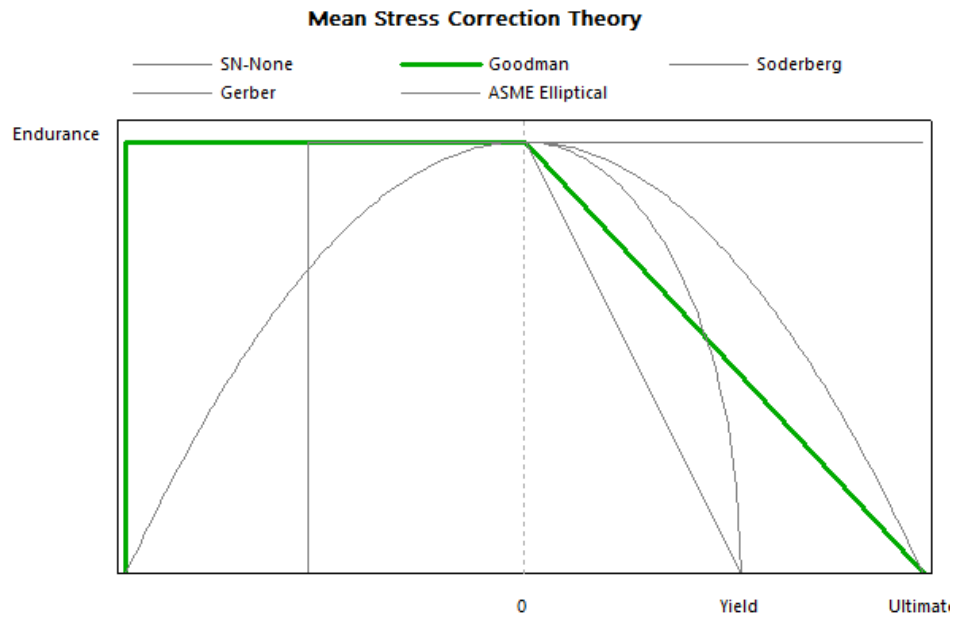


Figura 43: Criterio de Goodman.

El tipo de carga ciclica seleccionada es totalmente reversible “Fully Reversed” como se muestra en la Figura 42 con un valor de carga que oscila entre los valores de 294N a -294N representado por valores de 1 a -1, ya que es el tipo de carga que genera mayor daño sobre una pieza en una simulacion numerica.

Por otro lado, tambien se considero el metodo por “history Data”, donde se introdujo un programa que genera cargas con amplitudes dvariables. Donde se aplica la carga ciclica no contaste como se muestra en la figura 45, en la que se muestran 4 bloques de cargas, en el bloque n_1 es de 0.25 a -0.25, bloque n_2 es de 1 a -1, en el bloque n_3 es de 0.75 a -0.75 y el bloque n_4 es de 0.5 a -0.5, los resultados se comparan con los resultados de la carga uniforme totalmente reversible.

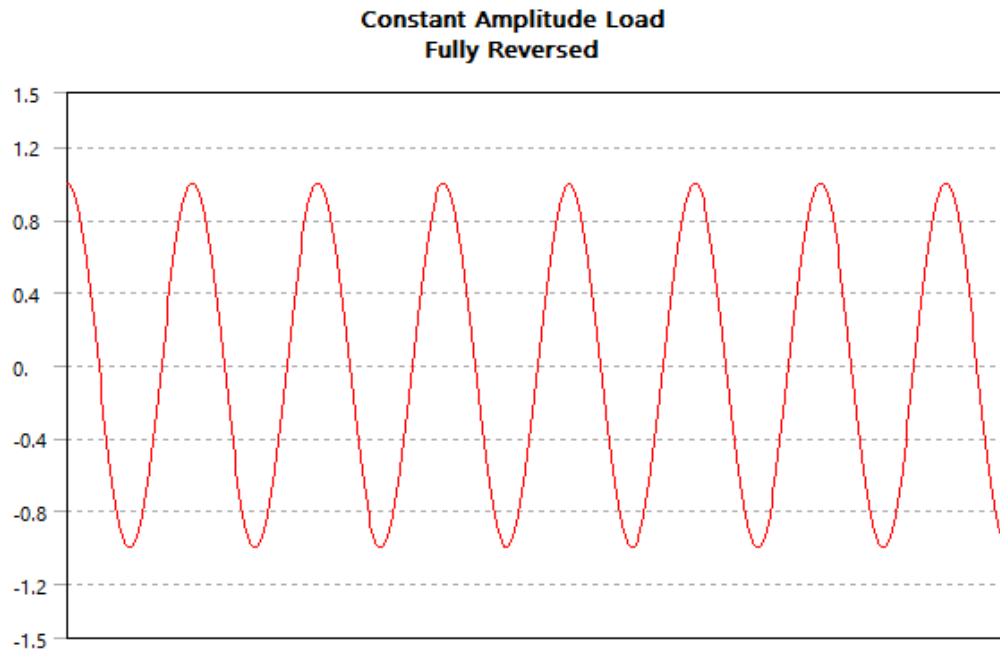


Figura 44: Carga reversible

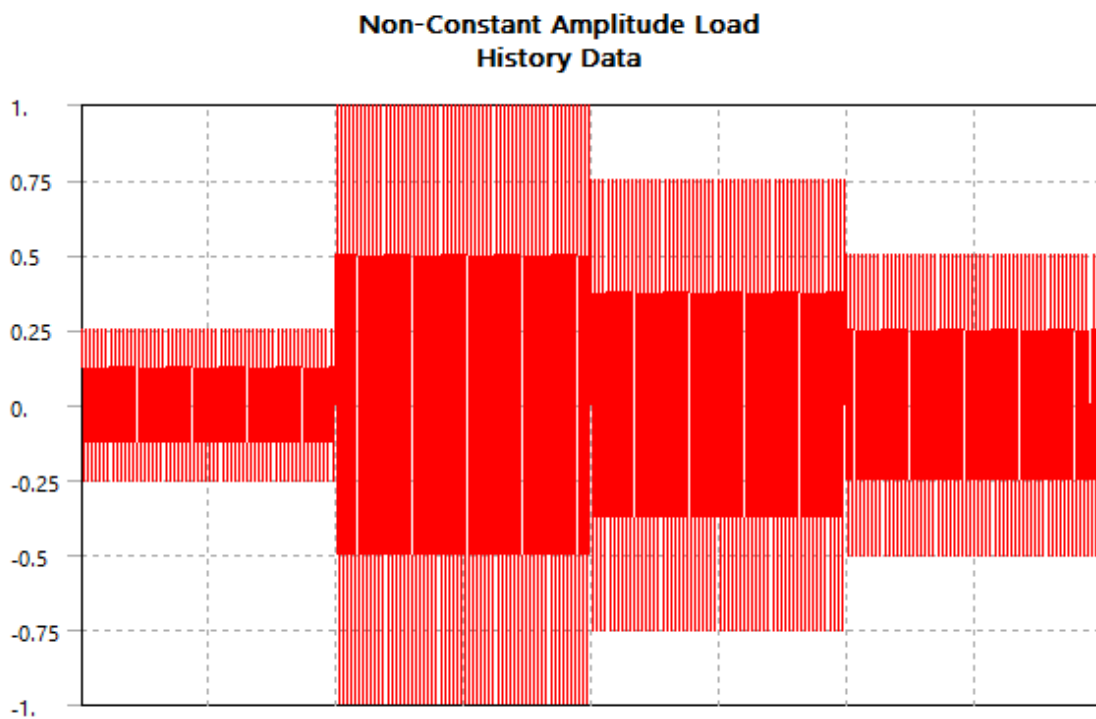


Figura 45: carga no constante

En la barra de “contour results”, se añaden las opciones de resultados para la vida a fatiga de la pieza, daño y factor de seguridad como se muestra en la figura 46.

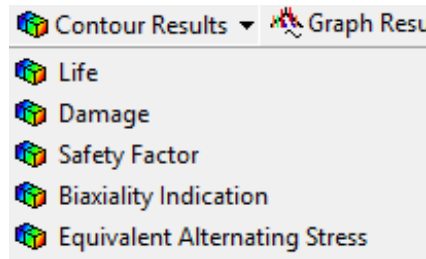


Figura 46: Herramientas de resultados para fatiga.

5.1 Resultado de probeta tipo reloj de arena

5.1.1 Carga completamente reversible

Los resultados de la probeta tipo reloj de arena se muestran en la Figura 47, los colores azul y rojo representan las áreas de tensión mínima y máxima respectivamente, el azul representa la región que soporta menos tensión con un valor de vida que supera 1×10^6 ciclos de vida, mientras que el área en color rojo representa el área con menor vida con un numero de 3583 ciclos.

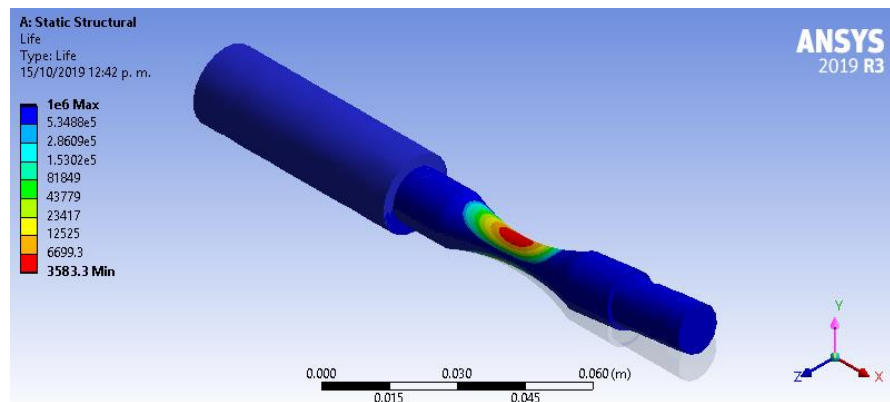


Figura 47: Resultados de ciclos de vida en probeta tipo reloj de arena.

Los resultados de daño para la probeta tipo reloj de arena que se muestra en la Figura 48, el color azul representa el área que no tendría daño, en el área de color verde muestra parcialmente el daño y en rojo el área que está totalmente dañado. El valor que arroja para la simulación de daño es de 2.7907×10^5 , siendo un valor adimensional. Si el valor es superior a uno indica una falla antes de que alcance la vida útil del diseño.

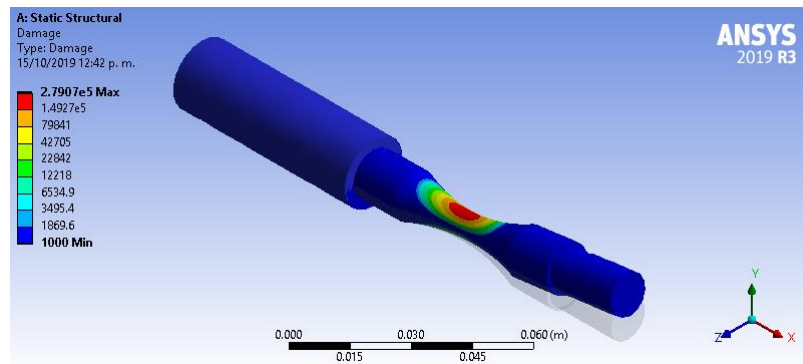


Figura 48: Resultados de ensayo de daño para probeta de reloj de arena.

La figura 47 se presenta los resultados de factor de seguridad para la probeta tipo reloj de arena, se obtuvo un valor de 0.20605 en la región de color rojo. Los colores diferentes al rojo representan regiones con valores mayores de 1 y se considera vida infinita para la carga aplicada.

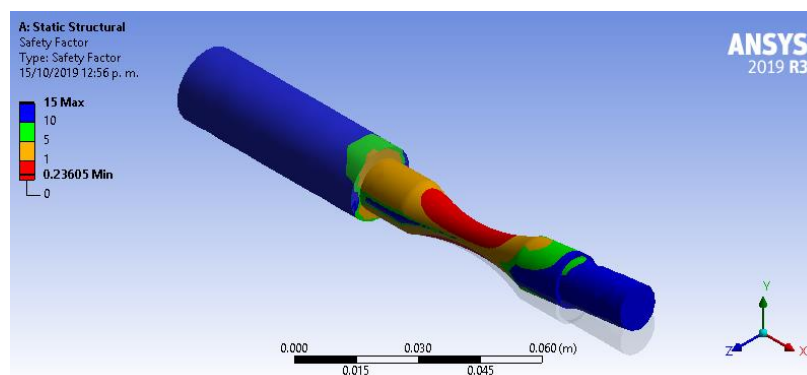


Figura 49: Resultados de factor de seguridad para probeta de reloj de arena cargada.

5.1.2 Carga no constante

Los resultados de la probeta tipo reloj de arena se muestran en la Figura 50, los colores azul y rojo representan las áreas de tensión mínima y máxima respectivamente, el azul representa la región que soporta menos tensión con un valor de vida que supera 3.9683×10^6 ciclos de vida, mientras que el área en color rojo representa el área con menor vida con un numero de 35.016 ciclos.

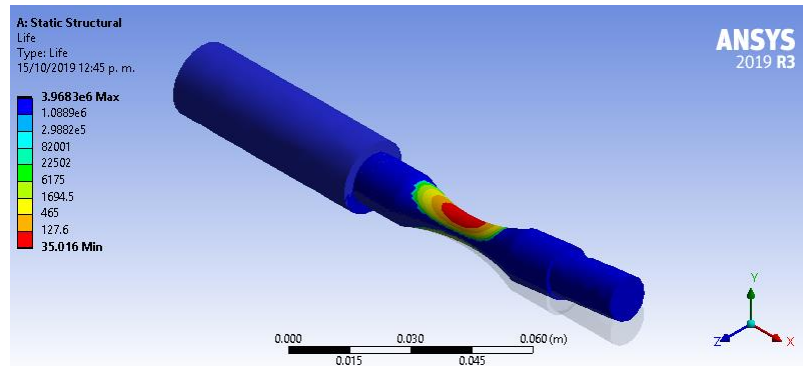


Figura 50: Resultados de ciclos de vida en probeta tipo reloj de arena.

Los resultados de daño para la probeta tipo reloj de arena que se muestra en la Figura 51, el color azul representa el área que no tendría daño, en el área de color verde muestra parcialmente el daño y en rojo el área que está totalmente dañado. El valor que arroja para la simulación de daño es de 2.8559×10^7 , siendo un valor adimensional. Si el valor es superior a uno indica una falla antes de que alcance la vida útil del diseño.

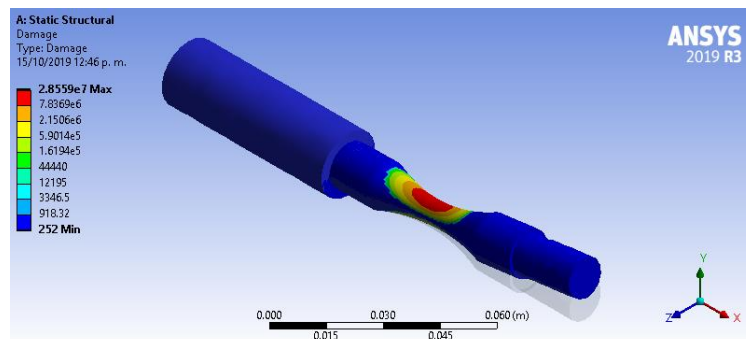


Figura 51: Resultados de ciclos de vida en probeta tipo reloj de arena.

La figura 52 se presenta los resultados de factor de seguridad para la probeta tipo reloj de arena, se obtuvo un valor de 0 en la región de color rojo. Los colores diferentes al rojo representan regiones con valores mayores de 1 y se considera vida infinita para la carga aplicada.

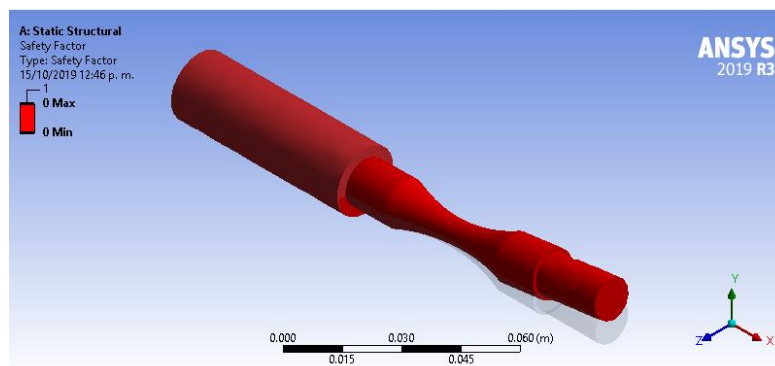


Figura 52: Resultados de ciclos de vida en probeta tipo reloj de arena.

5.2 Resultados para probeta tipo de planos paralelos sin estalla

5.2.1 Carga completamente reversible

Los resultados para el número de ciclos de la probeta tipo planos paralelos sin estalla se muestra en la figura 53, los colores azul y rojo representan las áreas de tensión mínima y máxima respectivamente, el azul representa la región que puede soportar un numero de ciclos mayor a 1×10^6 , por otro lado, el área en color soporta un numero de 1585 ciclos.

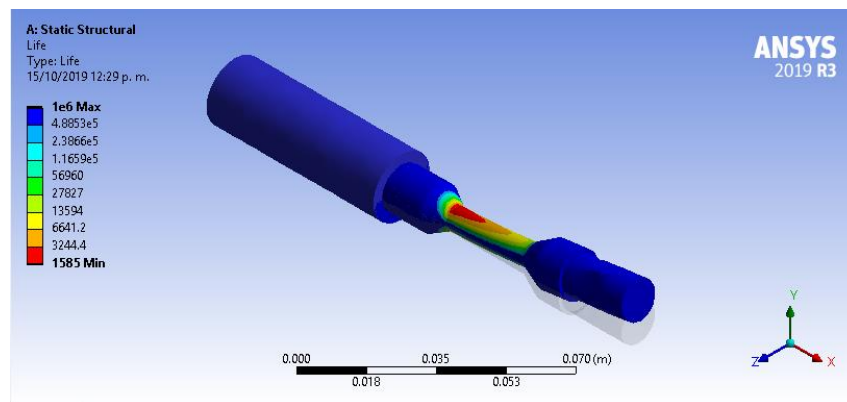


Figura 53: Resultados de vida para probeta de planos paralelos sin estalla.

Los resultados de daño para la probeta de planos paralelos con estalla pueden observar en la Figura 49, el color azul representa el área que no tendría daño, el área de color verde muestra parcialmente el daño, en la región de color rojo se presentara el daño eminente. El valor que se obtiene de la simulación de daño es de 6.3091×10^5 , siendo un valor adimensional. Si el valor es superior a uno indica una falla antes de que alcance la vida útil del diseño.

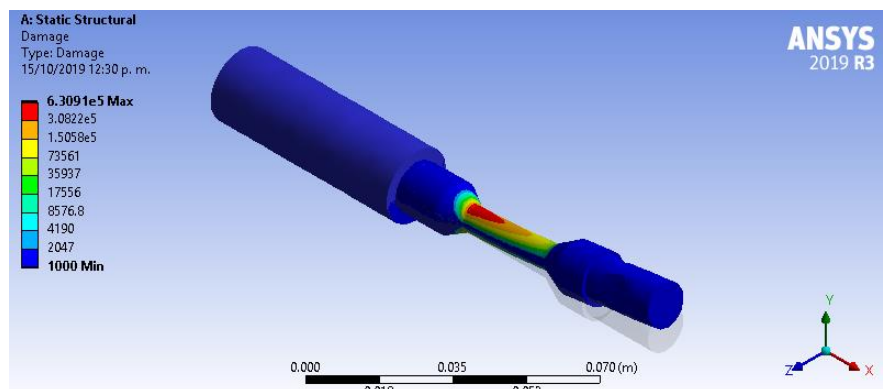


Figura 54: Resultados de daño para probeta de planos paralelos sin estalla.

Los resultados del factor de seguridad para la probeta con planos paralelo sin estalla se muestran en la figura 50, el valor más pequeño que se obtuvo es de 0.17874.

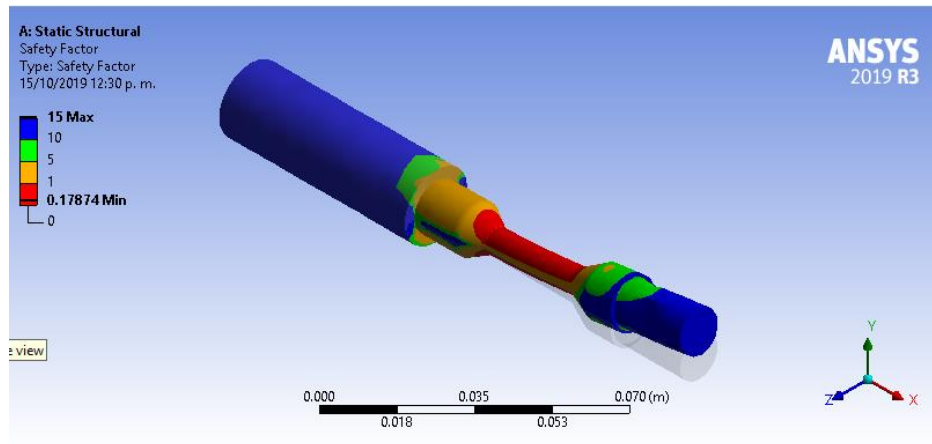


Figura 55:Factor de seguridad para probeta de planos paralelos sin estalla.

5.1.2 Carga no constante

Los resultados para el número de ciclos de la probeta tipo planos paralelos sin estalla se muestra en la figura 56, los colores azul y rojo representan las áreas de tensión mínima y máxima respectivamente, el azul representa la región que puede soportar un numero de ciclos mayor a 3.9683×10^6 , por otro lado, el área en color soporta un numero de 14.709 ciclos.

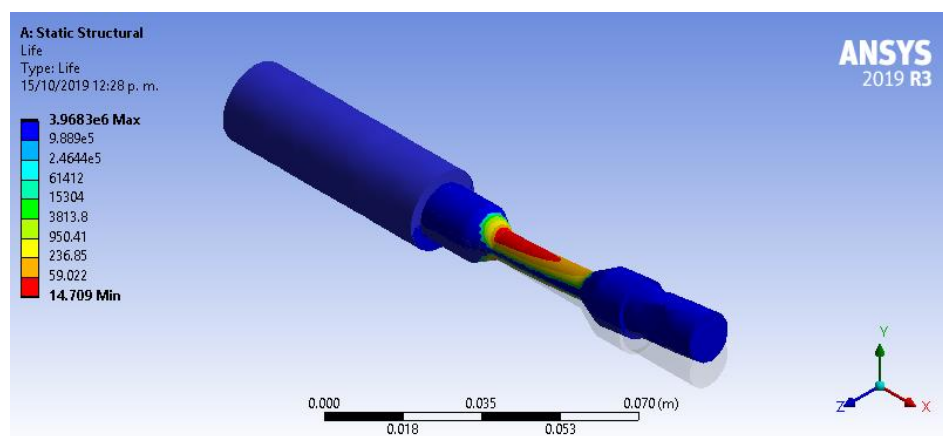


Figura 56:Factor de seguridad para probeta de planos paralelos sin estalla.

Los resultados de daño para la probeta de planos paralelos con estalla pueden observar en la Figura 57, el color azul representa el área que no tendría daño, el área de color verde muestra parcialmente el daño, en la región de color rojo se presentara el daño eminente. El valor que se obtiene de la simulación

de daño es de 6.7988×10^7 , siendo un valor adimensional. Si el valor es superior a uno indica una falla antes de que alcance la vida útil del diseño.

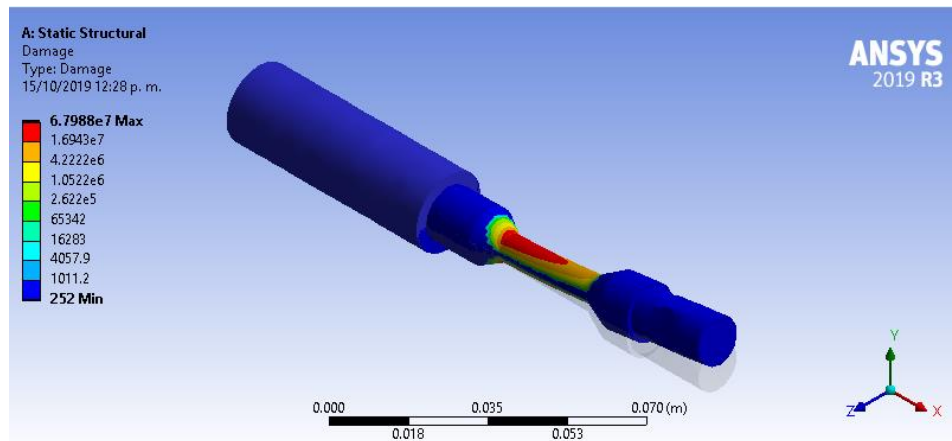


Figura 57:Factor de seguridad para probeta de planos paralelos sin estalla.

Los resultados del factor de seguridad para la probeta con planos paralelo sin estalla se muestran en la figura 58, el valor más pequeño que se obtuvo es de 0.

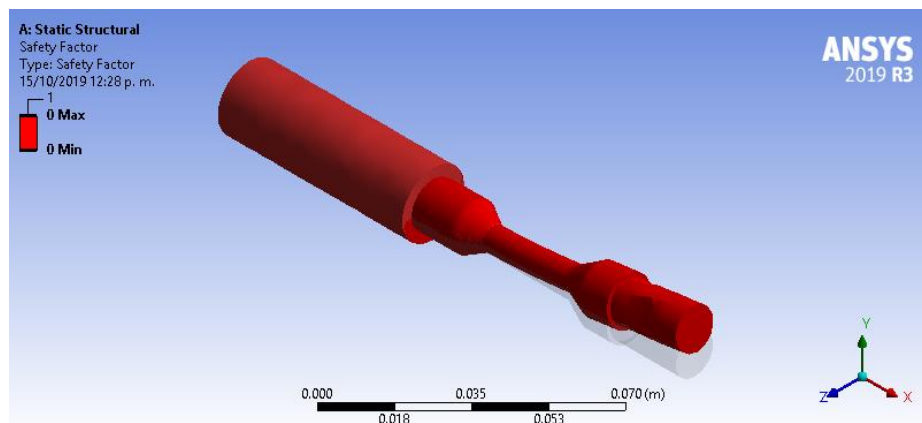


Figura 58:Factor de seguridad para probeta de planos paralelos sin estalla.

La cuestion de respaldar el uso de un software en este caso como ansys es para alijerar la manera de comprender el estudio de fatiga. Los resultados obtenidos numericamente nos permitiran realizar el comparativo con los resultados analiticos y experiamentales, de manera que podamos corroborar los resultados obtenidos de vida, daño y factor de seguridad y vefificar que coincidan de una manera mas eficiente.



6. DISEÑO DE BANCO DE FATIGA

6.1 Etapas del diseño

En este capitulo se presentan las etapas del diseño del banco de fatiga para cargas variables, se realizan calculos teoricos para determinar las dimensiones geometricas de los componente mecanicos, tambien se seleccionan los compoentenentes electronicos que controlaran las condiciones de cargas ciclicas aplicadas en la probeta.

6.1.1 Requerimientos del diseño

Los requeriminetos que se plenatean para el diseño del banco de fatiga con cargas variables estan divididos en tres sistemas: a) sistema de ciclos: en este se consideran los mecanimos y componentes que permiten transmitir el movimiento rotacional del motor a la probeta con el uso de mordazas, rodamientos y acoplamientos, b) sistema de control: este permitira controlar el valor de la carga aplicada en la probeta mediante el uso de uno motor a pasos que aplicada mayor o menor cantidad de fuerza, la carga aplicada se podra medir mediante una celda de carga, se considera un sensor inductivo para realizar el conteo del numero de ciclos que soporta la probeta hasta la falla, tambien se cuenta con una pantalla LCD que permitira monitorear las mediciones, c) sistema de carga: se considera un sistema de transmision con tornillo sin fin o husillo, dos columnas con guias lineales, un bloque que soportada la mordaza y se desplazara arriba o abajo, dependiedo de la direccion de giro del motor a pasos, en la figura 59 se muestran los componentes de los sistemas.

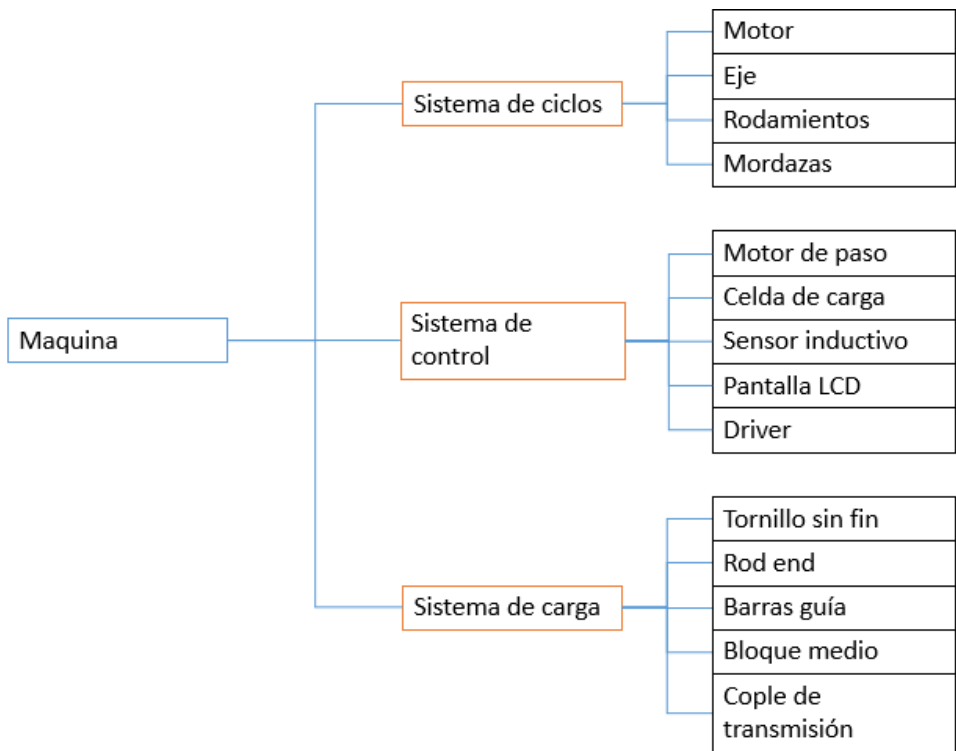


Figura 59: Componentes principales del diseño.

Las funciones principales de los sistemas del banco de pruebas son:

- El sistema de ciclos controlara el motor principal para que genere los ciclos necesarios para la aplicación de cargas ciclicas.
- El sistema de control permitira modificar la magnitud de fuerza aplicada con la direccion de rotacion del motor a pasos.
- El sistema de carga que permitira aplicar la fuerza en las probetas a estudiar.

6.1.2 Diseño conceptual del banco.

El diseño conceptual es parte importante en el proceso de la maquina de cargas variables, en esta etapa se consideran las posibles opciones a tomar en cuenta para la configuracion geometrica tamando en cueanta las que se revisaron el el capitulo de antecedentes, se seleccionan los elementos mecanicos y electronicos que permitan realizar controlar la carga, contar el numero de ciclos hasta la falla de la probeta, y poder medir la fuerza aplicada en la probeta. Tambien se especifica la posicion de cada componente. El diseño conceptual del banco se puede observar en la figura 60.

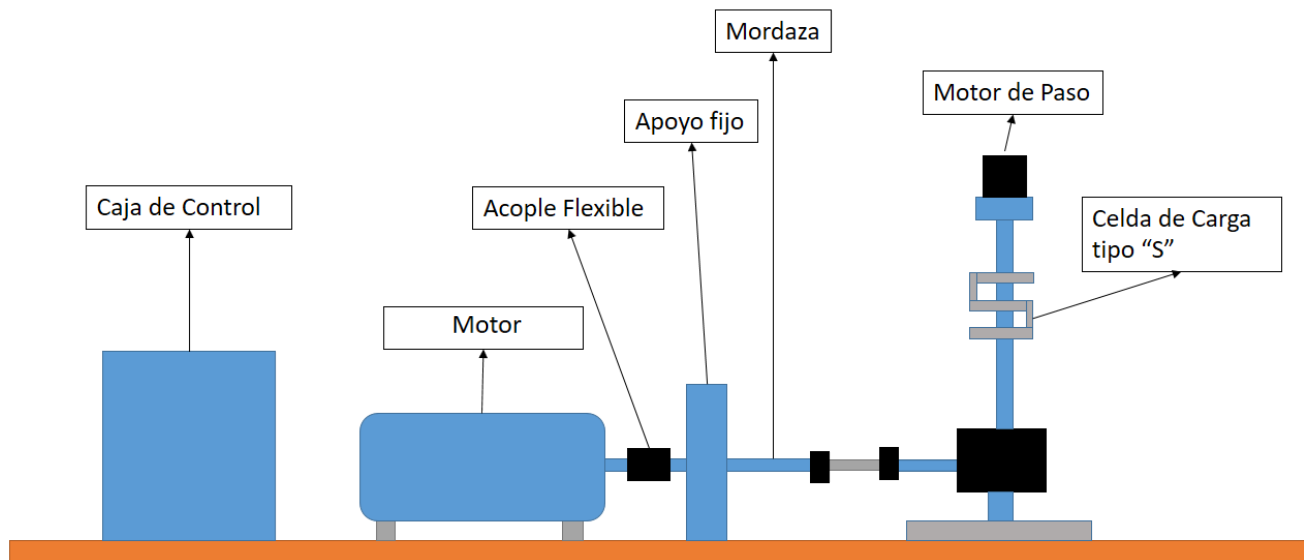


Figura 60: Diseño conceptual del banco de cargas variables.

6.1.3 Diseño preliminar del banco

Para el diseño preliminar se consideraron varias configuraciones de bancos de fatiga, los modelos se desarrollaron en el programa SolidWorks, de las propuestas realizadas se considero realizar la configuracion del banco para pruebas en voladizo, el diseño preliminar ensamblado se puede observar en la figura 61.

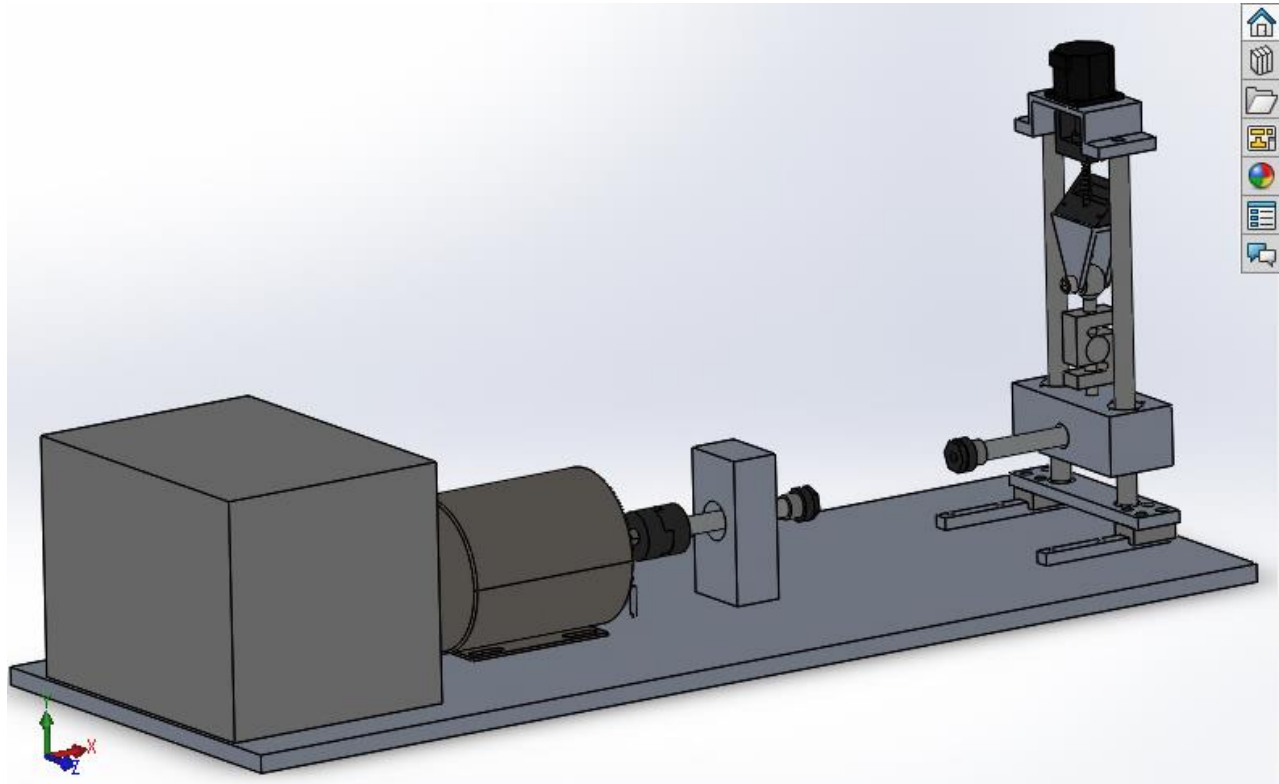


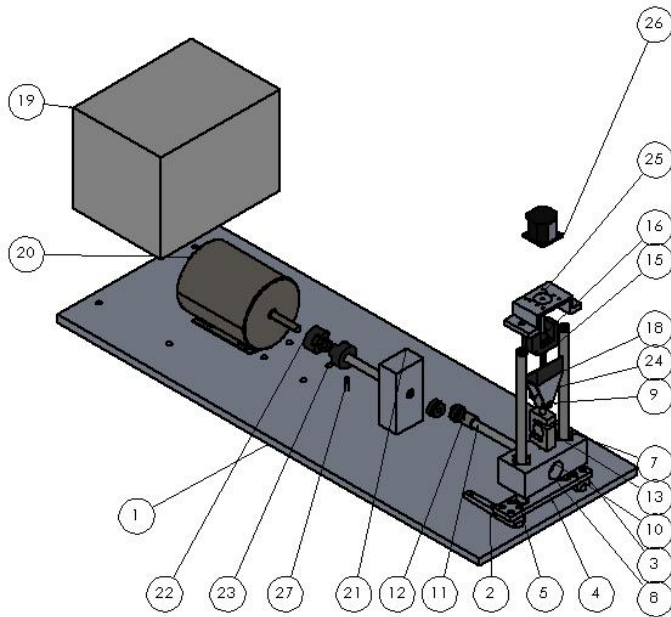
Figura 61: Diseño preliminar de banco para fatiga con cargas variables.

Durante esta etapa del diseño se definieron todos los componentes que integran la maquina y hacen posible el buen funcionamiento de los subsistemas. En la figura 62 se presentan el banco de pruebas con vista de explosion en el que se puede identificar la cantidad y todos los componentes que integran el banco de fatiga.

DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

En la figura 62 donde se observa el ensamblaje de las 27 piezas o componentes que conforman el banco, los nombres de cada pieza se encuentran en la tabla 6.



Numero	Nombre de parte	Cantidad
1	Base	1
2	Eje	2
3	Eje Guia	2
4	Placa	1
5	Perno 3/8	4
6	Guia	2
7	Buje Guia	2
8	Bloque Medio	1
9	Perno 7/16	2
10	Rodamiento	4
11	Mordaza	2
12	Tuerca Mordaza	2
13	Sensor de Fuerza	1
14	Rod End	1
15	Husillo Superior	1
16	Sombrero	1
17	Husillo	1
18	Husillo Inferior	1
19	Caja Electronica	1
20	Motor	1
21	Bloque Motor	1
22	Acople Motor	1
23	Acople Mordaza	1
24	Agarre Inferior	1
25	Agarre Superior	1
26	Motor Steper	1
27	Eje Motor	2

Figura 62 : Explosionado Banco de Cargas Variables.

Tabla 6: Componentes de banco de fatiga.

6.2 DISEÑO PRELIMINAR DEL MÓDULO DE CICLOS

El sistema de ciclos está compuesto por elementos que permitan sujetar la probeta de ensayo y transmitir la rotación a la probeta de ensayo, los elementos son: el motor, el acoplamiento, rodamiento, mordaza, una base para el rodamiento, estos componentes se pueden observar en la figura 63.

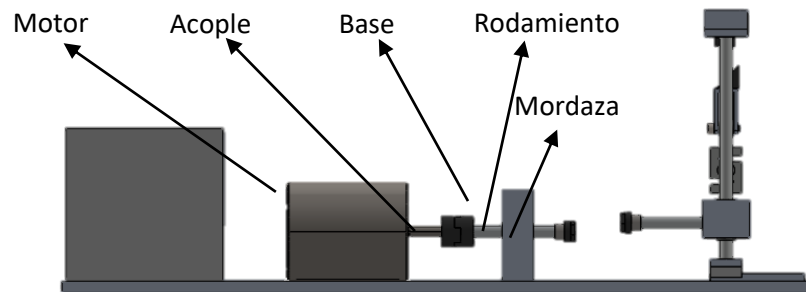


Figura 63: Sistema para generar y transmitir ciclos.

6.2.1 Condiciones iniciales

La estimación del diseño de la maquina se hizo con base a los parámetros de la norma ASTM E466 que por parámetros la frecuencia es de 60 RPM hasta 6000 RPM que pueden ser accionados por un motor eléctrico y este debe garantizar que el esfuerzo aplicado durante la prueba no debe variar más del 2 % del valor requerido.

De acuerdo con antecedentes vistos una de las formas en que se realizan ensayos de fatiga es aplicando el método de viga en voladizo. Los factores principales del sistema de carga en un ensayo de viga de voladizo son: material, carga y la longitud entre el punto de prueba y el de la aplicación de carga como se muestra en la figura 64.

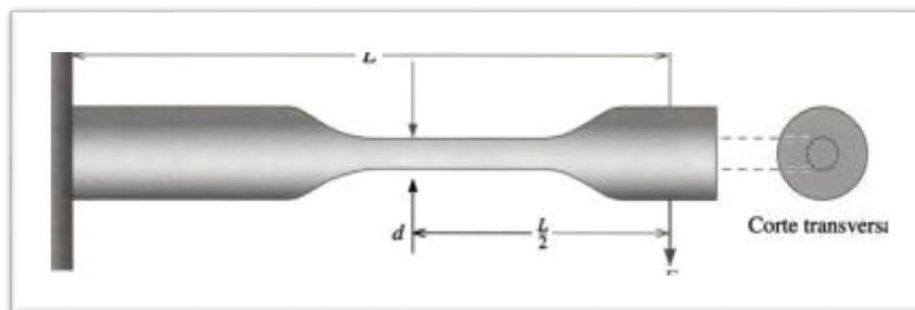


Figura 64. Esquema carga en una viga en voladizo [8].

6.2.1.1 Dimensiones de la probeta

La probeta de tipo reloj de arena como se muestra en la figura 65, la longitud de la probeta es de 151.3 mm, diametro de donde se sujeta la probeta en uno de sus extremos de 20 mm y el otro de 12 mm y un diametro de 7 mm de prueba.

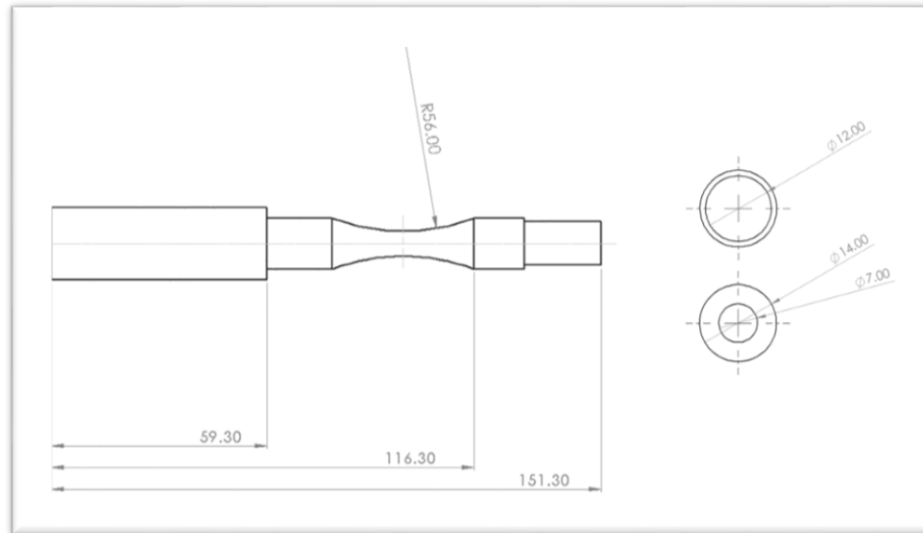


Figura 65: Dimensiones de la probeta

6.2.1.2 Análisis estático de las condiciones requerido para la probeta

Para que la maquina sea capaz de llevar el espécimen al esfuerzo ultimo mediante carga radial y tomando en cuenta que las probetas serán del material Acero F114 que según la tabla 5 tiene un esfuerzo ultimo de hasta 717 MPA.

Se realizó un análisis de cuerpo libre en el punto A de la probeta como se muestra en la figura 66, es donde se presenta el esfuerzo máximo debido a las condiciones de memento flector alto y el diámetro de sección es más pequeño.

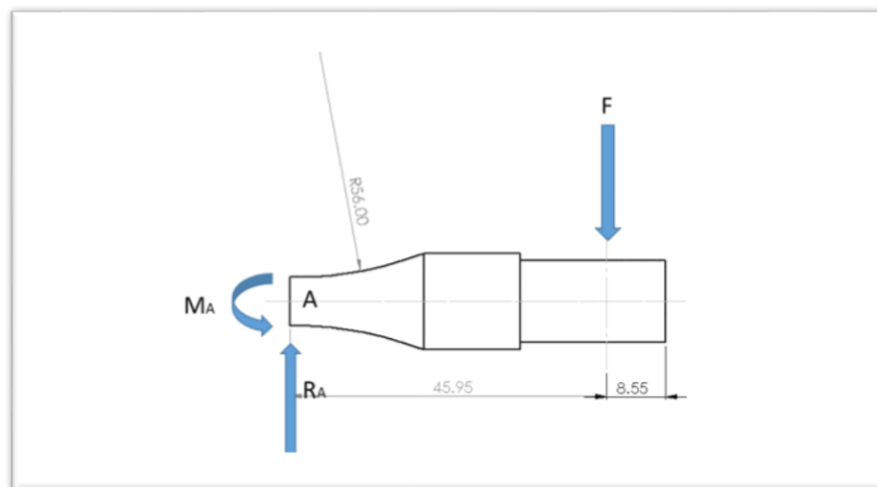


Figura 66: Diagrama de cuerpo libre de la probeta



El esfuerzo nominal máximo debido al momento flector está dado por la siguiente ecuación [9].

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I} \quad (20)$$

Donde

M : Momento flector [N-mm]

c : Distancia desde el eje neutro hasta la fibra más extensa [mm]

I : Momento de inercia [mm^4]

La cual para un círculo la define como.

$$I = \frac{\pi}{4} r^4 \quad (21)$$

El momento flector para una viga en voladizo con una carga en su extremo, está en función de la longitud y la carga [2].

$$M = F * l \quad (22)$$

F : Fuerza radial sobre la viga [N].

l : Longitud desde la aplicación de la fuerza hasta el punto A de la muestra [mm].

El esfuerzo cortante máximo se define para un círculo sometido a flexión pura como [9].

$$\tau = \frac{4 * V}{3 * A} \quad (23)$$

Donde

V : es el valor del cortante en el punto A [N]

A : es el área de la sección transversal de la probeta [mm^2].

6.2.2 Diseño del eje principal

Para el diseño de eje principal se consideraron mordazas para el montaje de rodamientos y acople, teniendo en cuenta el eje está soportado por rodamientos y en un extremo sometido a carga radial transmitida por la probeta. Se determinó la distancia, con datos obtenidos del simulador MDSolids 4.0 para el diseño del eje se consideró como material el acero AISI 4140 tiene buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Suele usarse para piñones, tornillo de alta resistencia, guías, ejes reductores etc.



6.2.1.1 Determinación del factor de diseño

Para el diseño de elementos de máquinas se requiere de un factor de diseño, este debe asegurar que los componentes soporten los esfuerzos a los que se someten; es aún más crítico en elementos de máquinas usadas para realizar pruebas, ya que se debe garantizar que los ensayos tengan un mínimo de error [2]. El factor de diseño se puede definir como:

$$n_d = \frac{\text{resistencia del material}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad (24)$$

6.2.1.2 Calculo del diámetro por análisis estático

Se determinó un diámetro inicial a partir de cálculos considerando la ecuación de esfuerzo para probetas en voladizo de sección circular, definidos en las ecuaciones 20 y 21 respectivamente.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (25)$$

d : Diámetro del eje [mm].

σ : Esfuerzo máximo para generar la falla [MPa]

Conociendo los valores de momento flector y esfuerzo último, de la ecuación se despeja el diámetro d inicial.

6.2.1.3 Calculo del diámetro por análisis de fatiga

Para obtener el límite de resistencia a la fatiga S'_e se calculó la ecuación 1

Sin embargo, este valor debe ser corregido mediante los factores de corrección de “Marin” usando la ecuación 2.

Factor de corrección de superficie (k_a)

Se propuso que el eje se obtuviera de maquinado de la tabla 1 se tiene un $a= 4,51$ MPa y $b=-0.265$, mediante la ecuación 3.

Factor de corrección de tamaño (k_b)

Este valor del diámetro se obtiene de la ecuación 4.

Factor de corrección de carga (k_c)

Se consideran cargas radiales por tanto el valor es de 1

Factor de corrección temperatura (k_d)

Se considera un valor de 1 ya que se opera a temperatura ambiente.

Factor de corrección de confiabilidad (k_e)

Atizando la información de la tabla 3, se escoge para una confiabilidad del 99.9

**Factor de efector varios (k_f)**

Para ambiente no agresivo, se considera un factor de 1.

Luego se utilizó el criterio de energía de distorsión de Goodman, ya que el eje está sometido a cargas radiales [2].

$$d = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (26)$$

Donde:

M_a : Es la amplitud del momento [N-mm]

M_m : Es el valor medio del momento [N-mm]

T_a : Es la amplitud del torque [N-mm]

T_m : Es valor medio de momento [N-mm]

K_f : Es el factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión [adimensional]

K_{fs} : Es el factor de concentración de esfuerzo por fatiga a flexión [adimensional]

El eje está sometido a cargas de flexión por cual se considera para la primara iteración:

$$M_a = 122305.66N - mm$$

$$T_a = 0$$

$$M_m = 0$$

$$T_m = 0$$

K_f Definido como

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (27)$$

Es el factor de sensibilidad de la muesca [adimensional]

K_t = factor de concentración de esfuerzo por torque [adimensional]

$$K_{fs} = 1 + q_c(K_{ts} - 1) \quad (28)$$



6.2.2 Selección del motor

El motor requerido debe tener una velocidad nominal de 1800 rpm, se unirá a eje de la mordaza mediante un acoplamiento sin reducción de velocidad ya que cumplen con la velocidad establecida con la norma ASTM E466. Para efectos de estimar el torque requerido se tuvo en cuenta el par de torsión generado por la fricción de los rodamientos, el cual está dado de la siguiente manera.

$$T = 0.5\mu Rd \quad (29)$$

Donde:

T: Par de torsión producido por los rodamientos [N-mm]

μ : Coeficiente de rozamiento [adicional]

R: Carga aplicada sobre el Rodamiento [N]

d: Diámetro interno del rodamiento [mm]

La potencia requerida está definida como

$$H = \frac{T*\omega}{9,55} \quad (30)$$

Donde

T: Par de torsión [N-m]

ω : Velocidad angular [RPM]

H: Potencia [W].

6.2.3 Cálculo de rodamientos

Como los rodamientos que se sujetan al eje presentaran un valor mínimo de desalineación entre ellos se pueden usar los rodamientos rígidos de bolas.

Para definir las horas se considera un ensayo en vida infinita se requieren 48 horas, durante la practica en este régimen de vida se consideran 3 ensayos; considerando 4 practicas por cada semestre y 10 semestres, da como resultado un tiempo de 5760 horas

Usando la ecuación que define la carga nominal de catálogo para los rodamientos tenemos:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{60L_D n_D}{10^6 (x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b})} \right)^{1/a} \quad (31)$$

Donde

C_{10} : Clasificación de catálogo [KN]

F_D : Carga radial deseada [kN]

L_D : Vida nominal [h]

n_D : Velocidad nominal [rpm]

x_0, θ, b, a : Variables de fabricante especificado en su catálogo de productos

R_D : Confiabilidad [adimensional]

6.2.4 Cálculo de cuñas

Para realizar el cálculo de las cuñas y sus respectivos cuñeros, primeramente, se considera el diámetro de los ejes, este define la sección de la cuña correspondiente en cada caso mediante la tabla en el anexo 5 las fuerzas a las que está sometida de acuerdo con la figura 67.

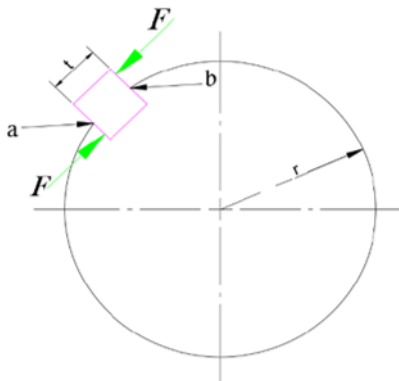


Figura 67: Fuerzas que actúan en una cuña

Conociendo el par de torsión que se transmite, se calcula la fuerza en la superficie a partir de la expresión [2].

$$T = F * r \quad (32)$$

Donde:

T : Es el torque transmitido [N-mm]

F : Es la fuerza tangencial en la superficie del eje [N]

r : Representa la dimensión radial del eje [mm]

Mediante la teoría de distorsión, la resistencia al cortante es:



$$S_{sy} = 0.577 * S_y \quad (33)$$

Donde:

S_y : Es la resistencia a la fluencia [MPa]

La falla por cortante creara un esfuerzo de

$$\tau = F/tl \quad (34)$$

Donde:

t : Ancho de la cuña [mm]

l : Longitud de la cuña [mm]

Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (35)$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña [2].

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (36)$$

6.2.5 Selección del sistema para sujetar la probeta

La selección del sistema para sujetar la probeta se realizó tomando en cuenta que el mecanismo sea capaz de sujetar en un extremo a la probeta, esto es posible mediante un collet que soporte un vástago, el collet seleccionado puede abrirse hasta 20 mm aproximadamente, además la flecha del vástago es circular y hueca de tal forma que permita colocar un extremo de la probeta.

6.2.6 Selección del acople

Para transmitir la rotación del motor a pasos al husillo se decidió unir mediante un acoplamiento mecánico. El acople es capaz de soportar un torque y una velocidad angular transmitido del motor a pasos al husillo requerido para aplicar una fuerza a la probeta, en el anexo 6 se encuentra un recorte del catálogo empleado en la selección.

6.3 DISEÑO DEL MÓDULO DE CARGAS

Primeramente, se identifican los componentes que se utilizan para ejercer la carga sobre la probeta. En la figura 68 se observan los elementos que se conforman este sistema de cargas. El motor de pasos que genera la carga hasta el bloque móvil. La base fija que soporta el motor de pasos. El acople que

transmitirá el torque del motor de paso al tornillo de potencia. El tornillo de potencia que la celda de carga tipo S que se registrara la carga.

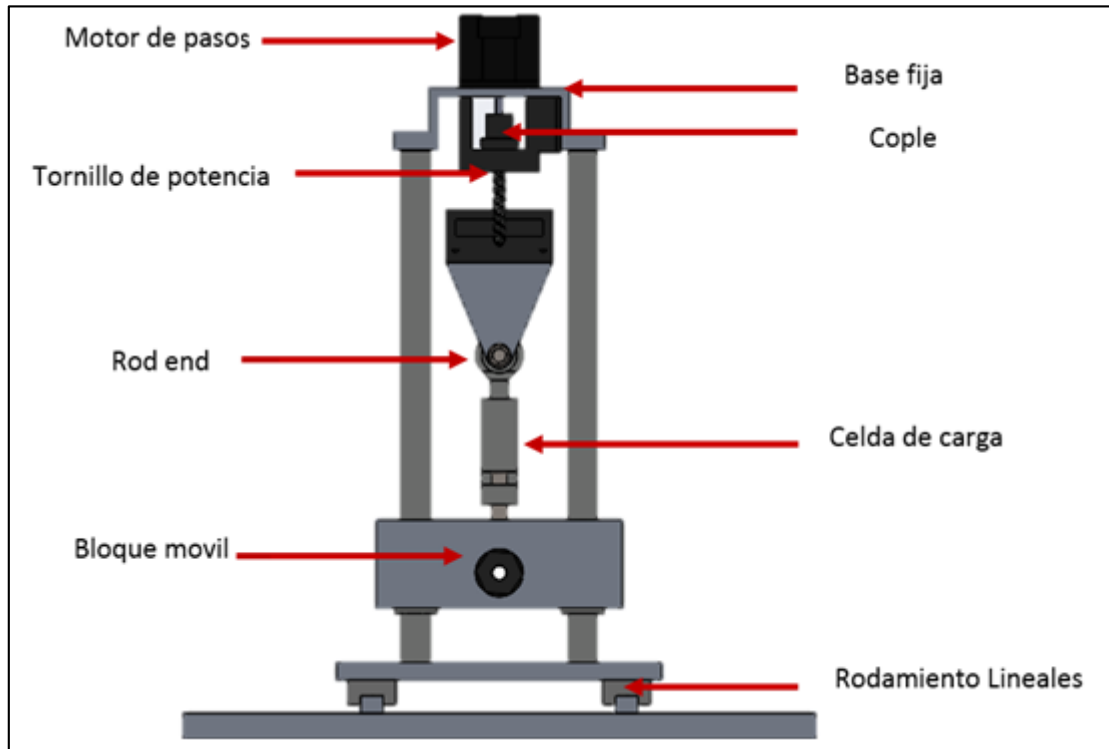


Figura 68: Sistema de cargas

6.3.1 Cálculo del bloque móvil

Al aplicar un torque por medio del motor a pasos, este movimiento se transmite por el acoplamiento al tornillo de potencia, el movimiento del husillo desplaza al Rod end, que a su vez mueve al bloque móvil para aplicar un desplazamiento o bien ejercer una fuerza en la probeta, una carga de reacción del mismo valor se transmite a las bases de los rodamientos, la celda carga que se encuentra entre el Rod end y el bloque móvil registra el valor de la fuerza aplicada. El bloque móvil tiene la capacidad de deslizarse a lo largo de las barras guía, colocadas en posición vertical esta configuración se puede observar en la figura 68.

Para el estudio del bloque móvil se consideró un análisis de viga sometida a flexión, considerando un factor de diseño y un esfuerzo permisible máximo similar al esfuerzo de fluencia [9].

$$\frac{s_y}{n} = \frac{MC}{I} \quad (37)$$

El momento de inercia para una sección rectangular está dado por [9]:

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad (38)$$

Donde

b : Longitud de la base de la sección [mm]

h : Altura de la sección (mm)

C : Dimensión desde el eje neutro hasta el extremo más lejano (mm)

n : Factor de seguridad

Por tanto, el esfuerzo queda de la siguiente forma:

$$\frac{s_y}{n} = \frac{6M}{bh^2} \quad (39)$$

En los orificios del bloque móvil se insertaron bujes para que se pueda desplazar verticalmente por las dos columnas. Para la selección del buje se consideró como un elemento cuasi estático con respecto a la barra donde se desliza y se consideró un acero inoxidable de acuerdo con el anexo 11, ya que ofrece buen rendimiento en lubricación comportando como una esponja que tiene el lubricante; no están bajo cargas radiales, pero si se presenta fricción entre el buje y la barra debido al ajuste, sin embargo, los bujes tienen rodamientos lineales que reducen el efecto de la fricción.

6.3.2 Diseño del tornillo de potencia

El tornillo de potencia es el encargado de transformar el movimiento rotacional del motor a pasos en desplazamiento lineal del bloque móvil, El tornillo de potencia está unido al motor y a la pieza de agarre inferior, la celda de carga se encuentra unido por un extremo mediante un RodEnd con la pieza de agarre inferior y en el otro extremo se une al bloque móvil, esta configuración se puede apreciar en la figura 69.

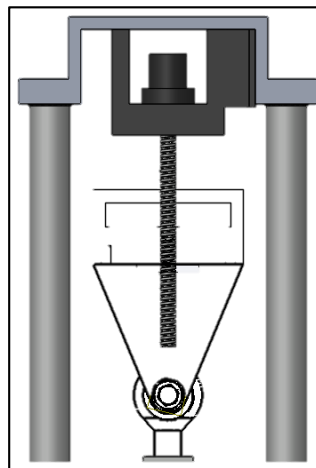


Figura 69: Unión del tornillo de potencia.



El tornillo de potencia tiene la función de producir un auto bloqueo y así evitar alteraciones del valor de carga al que se someten dichas probetas, dentro de los tipos de rosca empleados en tornillos de potencia están: rosca cuadrada, rosca ACME y rosca diente de sierra. El tornillo de potencia debe ser capaz de transmitir una carga axial y soportar esfuerzos de compresión y tensión junto con las condiciones de las columnas.

6.3.2.1 Estimación del factor de diseño

El factor de diseño para un elemento debe de tener en cuenta que ofrezca un buen servicio y resistencia al trabajo, dado que junto a este elemento opera una celda de carga que transduce su deformación en un valor de resistencia a sus salidas, entonces también se requiere que la deformación del tornillo durante las pruebas se altere en lo mínimo. El diseño para que la deformación máxima sea de 0.01mm, es decir, se determinó unas dimensiones en el que la carga que soporta no se deforma más de lo planeado.

Primero se determina el área de la sección requerida para que falle la fluencia con un factor de 1, mediante la siguiente ecuación [9].

$$\sigma_y = \frac{P}{A} \quad (40)$$

Utilizando la ecuación que define la deformación de los elementos sometidos a cargas axiales [9].

$$\rho = \frac{P * L}{E * A} \quad (41)$$

Donde

P : Carga axial [N]

L : Longitud del elemento [mm]

E : Módulo de elasticidad del material [GPa]

A : Área transversal del elemento [mm^2]

6.3.2.2 Estimación del diámetro inicial mediante análisis por columna

Para determinar el diámetro mínimo requerido de las columnas, se hizo necesario realizar un análisis de las barras verticales pues se debe evitar que la deflexión o pandeo afecte el sistema; además se estableció un factor de diseño de 17 con el fin de evitar que la deformación plástica afecte el valor de la carga aplicada.

La columna se diseñó para carga crítica de

$$P_{crit} = n_d P \quad (42)$$

Donde

P : Es la carga axial en el tornillo [N]

n_d : Es un factor de diseño

Luego se empleó el modelo de JB Johnson que es un modelo específico para determinar diámetros de columnas [2].

$$d = 2 \left(\frac{P_{crit}}{\pi S_y} \frac{S_y L^2}{\pi^2 C E} \right)^{1/2} \quad (43)$$

Donde

L : Es la longitud del tornillo [mm]

C : Es la constante de condiciones de extremos

E : Módulo de la elasticidad de los materiales [MPa]

6.3.2.3 Cálculo de esfuerzos para el tornillo de potencia

Los tornillos de potencia esta sometidos a cargas de acuerdo al efecto que produzcan al girarlos, en la figura 70 muestran las fuerzas presentes

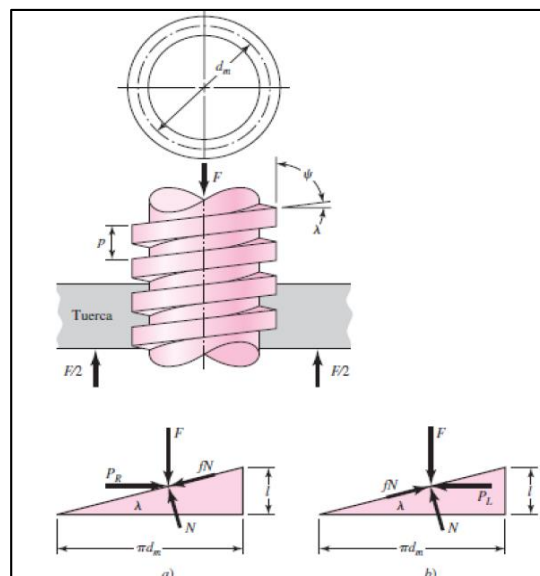


Figura 70: Diagrama de fuerzas de un tornillo de potencia [2].



Las ecuaciones para determinar el cálculo de tornillos de potencia se presentan a continuación, para la condición de trabajo, se debe verificar la condición de auto bloqueo si se cumple la siguiente condición [2].

$$\pi f d_m > l \quad (44)$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción entre pares de rosca, [adimensional]

l : Es el avance de rosca [mm]

El diámetro medio del tornillo se defina como:

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad (45)$$

Luego el diámetro de raíz diámetro está definido por:

$$d_r = d - p \quad (46)$$

El avance se define por la siguiente expresión:

$$l = np \quad (47)$$

Donde:

d : Diámetro mayor [mm]

p : Paso [mm]

Luego se determina el par de torsión para aplicar la carga necesaria a la probeta con la ecuación

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) \quad (48)$$

Como el tornillo hace contacto en un asiento, es necesario calcular el par de torsión requerido:

$$T_c = \frac{F f_c d_c}{2} \quad (49)$$

Donde

F : Carga axial en el extremo [N]

d_m : Diámetro medio del tornillo [mm]

f_c : Diámetro del tornillo [mm]

6.3.2 Cálculo de la viga fija

La viga fija o base fija se encuentra en la parte superior y está sujeta en los extremos por la barra guía colocadas verticalmente y recibe una fuerza en el centro debido a la carga del tornillo de potencia, lo que conlleva que requiera un orificio en este punto de 6.35 mm aproximadamente para el paso del tornillo como muestra en la figura 71a, 71b. La pieza está sometida a una carga radial en el centro y las reacciones se concentran en las sujeciones extremas.

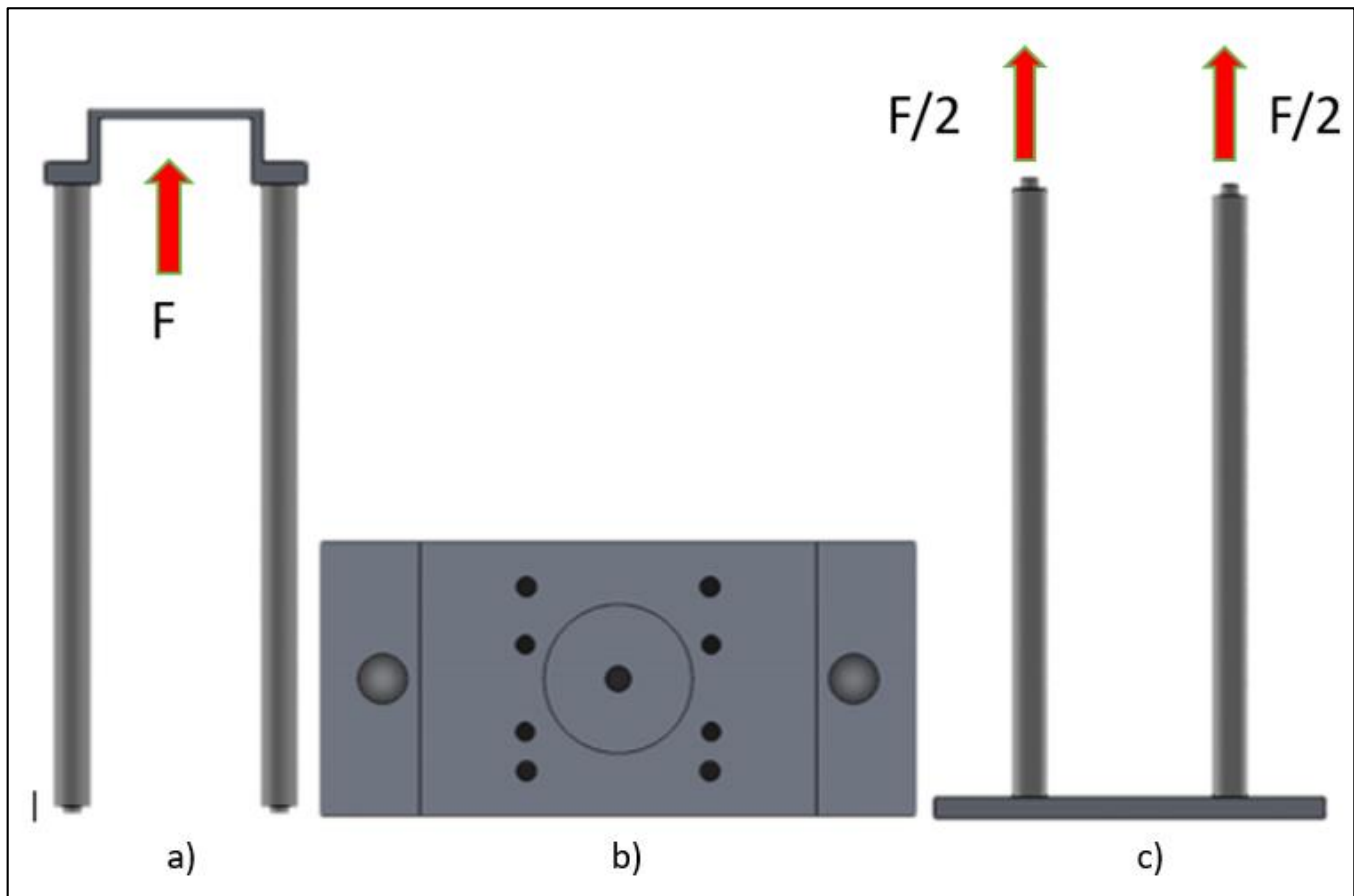


Figura 71: Base fija

6.3.3 Diseño de las barras guía

Como las barras están sujetas a la placa fija y ejerce una fuerza hacia arriba debido al tornillo de potencia, se ejercen cargas en las barras de acuerdo con la figura. Con el fin de permitir el desplazamiento de la viga móvil, se consideró una longitud aproximadamente de 368. mm, como se puede apreciar en la figura 71c.



6.3.4 Selección de la lámina base

Para montar los elementos de la máquina, se optó por utilizar una placa de acero estructural grado ASTM A36 debido a que sus propiedades mecánicas satisfacen la relación resistencia peso, permite realizar el trabajo de perforación y roscado y ofrece buena soldabilidad; para montar los elementos de la maquina se requirió de una placa con dimensiones largo 121 cm, ancho 45.72 cm y espesor 1.90 cm de espesor que permitan el montaje de cada uno de los elementos de la máquina y su peso considerable que garantice la estabilidad de la máquina.

6.3.5 Selección del motor de paso

Se requiere un elemento para aplicar torque en el tornillo de potencia y al mismo tiempo permite controlar el valor del desplazamiento del tornillo. Para el diseño se partió de la implementación de un motor de pasos controlado con la plataforma de Arduino.

6.3.6 Cálculo de sujetadores

La mayor parte de elementos están unidos entre tornillos y pernos, se da la necesidad de calcular los esfuerzos a los que están sometidos, puesto que dichos elementos están bajo cargas de tensión o cortantes transversales. Para determinar el diámetro y longitud de estos elementos, se consideró un factor de seguridad, se calculó el esfuerzo y se selecciona de acuerdo con la clasificación de la norma SAE para pernos mostrados en anexo 12 junto con la longitud requerida para cada uno.

Las longitudes para pernos de determinan mediante la relación establecida por la siguiente forma [2]:

$$L_T \begin{cases} 2d + 6mm, l \leq 125, d \leq 48mm \\ 2d + 12mm, 125 < l < 200 mm \\ 2d + 25 mm, l > 200 mm \end{cases} \quad (50)$$

Donde

l : Corresponde a la longitud de agarre

L_T : Es la longitud de la rosca

La longitud del sujetador debe ser entonces

$$L \geq l + H \quad (51)$$

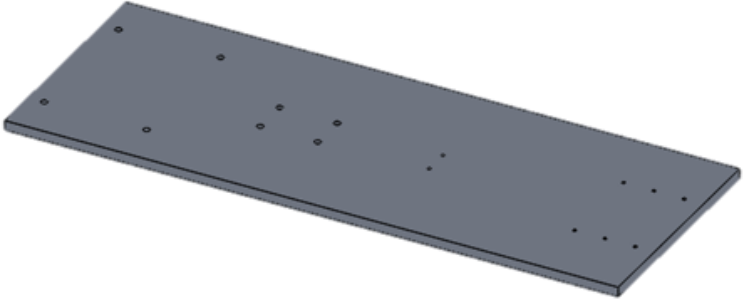
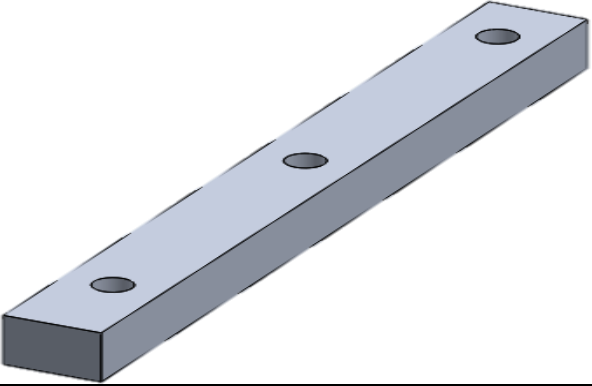
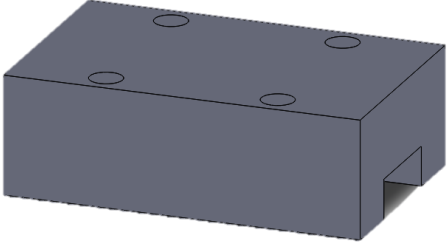
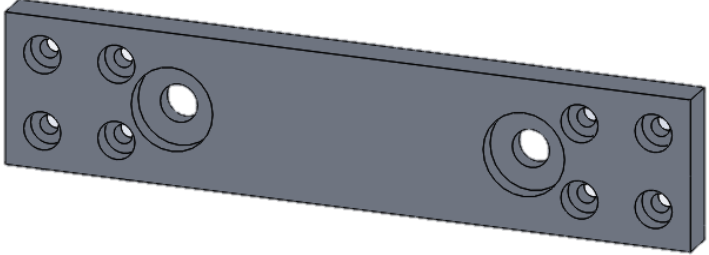
Donde

L : Corresponde a la longitud total del perno

H : Es el espesor de la tuerca

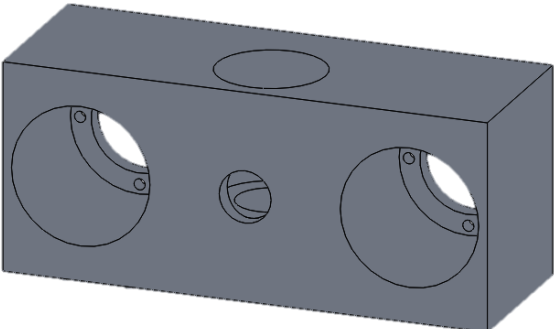
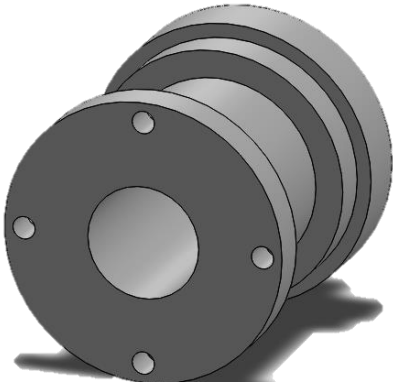
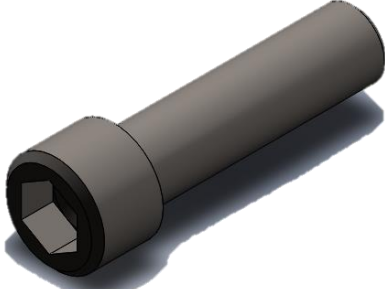
A continuación, se presentan los componentes mecánicos y estructurales del banco de pruebas.

Tabla 7: Componentes principales del banco de fatiga.

Figura de pieza	Descripción.
	Placa base: La base sera utilizada para colocar mediante uniones removibles, los sistemas de: a) sistema de ciclos b) sistema de carga y c) sistema de control, propuestos en el diseño peliminar.
	Guías lineales: La guia linel permitira el desplazamiento con escaza resistencia al desplazamieno del sistema de carga, son dos carriles que colocados en la placa de forma paralela.
	Carril Guia: Son dos guias de construccion ligera, son apropiadas para sistemas de manipulacion, estaran colocadas sobre las guías lineales.
	Base de guia verticales: Esta placa tiene como propósito conectar el juego de guías lineales del carril junto con las barras circulares o soportes que se colocaran de forma perpendicular a la base.

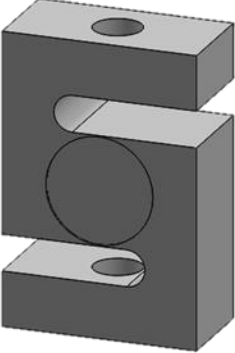
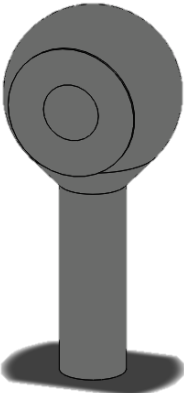
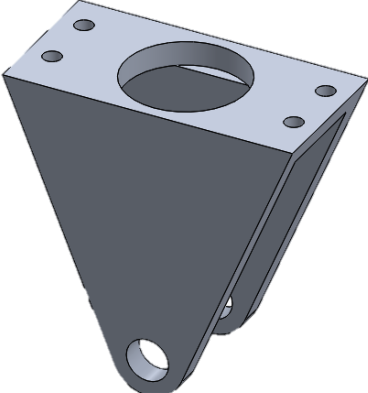
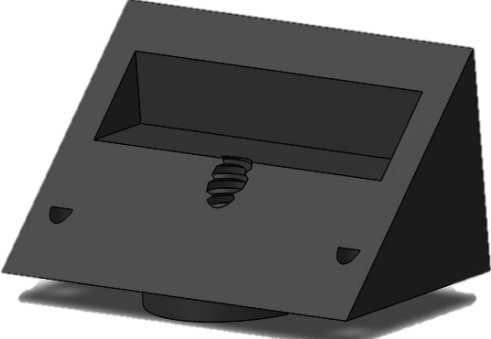
**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

	Soportes de sistema de carga: Son dos barras que permiten realizar el desplazamiento del bloque movil mediante el movimiento rotacional del tornillo de potencia. Los soportes se conectan con el bloque movil con bujes que continen rodamientos lineales.
	El bloque medio: Este bloque es un elemento importante del sistema de carga, esta diseñado para ser el soporte de los bujes y la barras, como tambien el rodamiento y la mordaza.
	Buje: El buje permitira el desplazamiento perperdicular sobre el sistema de carga. esta pieza se encontrara ubicada dentro del bloque fijo del sistema de carga.
	Pernos: La funcion principal de los pernos sera la sujecion del bloque movil y la celda de carga, por otro lado los pernos tambien serviran para fijar los sistemas en la placa base.

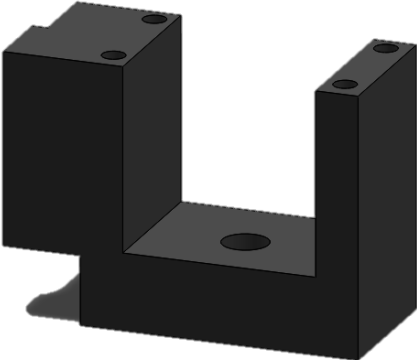
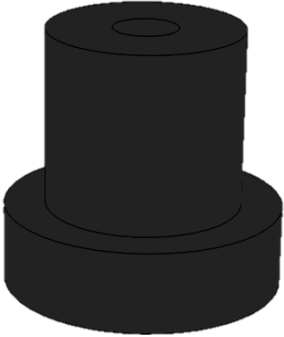
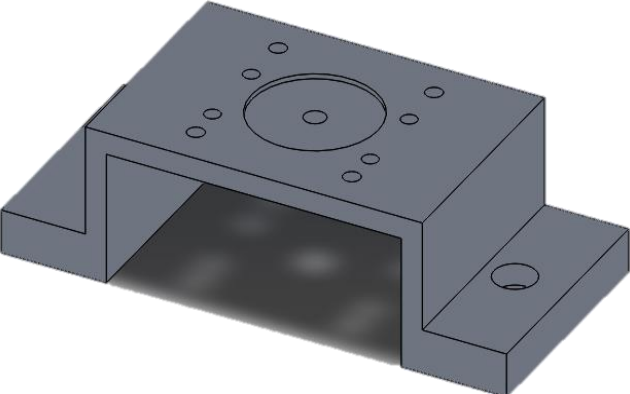
**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

	Celda de carga: La celda de carga es tipo S, esta realizara la lectura de la carga aplicada a las probetas a estudiar en los ensayos.
	Rod End: Los rod end constan de una cabeza de biela con vástago integral formando un soporte y una rotula radial estándar. El Rod End se ubicará en medio de la celda de carga.
	Pieza de agarre inferior: El diseño de esta pieza es para conectar el Rod End con el agarre superior.
	Pieza de agarre superior: Esta pieza esta diseñado con una cuerda de rosca para el tornillo de potencia que le permitira al "tornillo" desplazarse utilizandolo como guia.

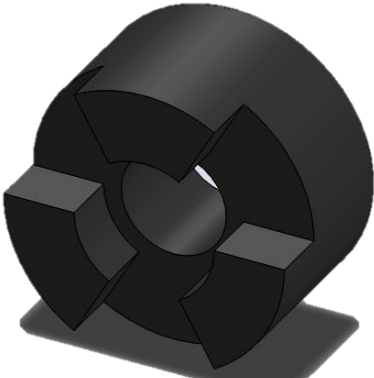
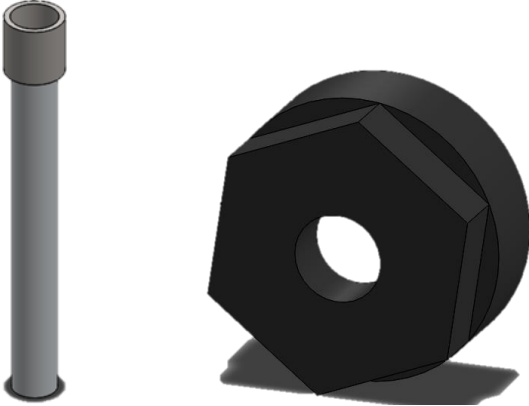
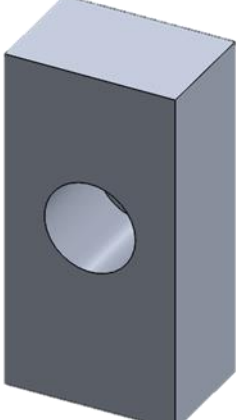
**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

	El torillo de potencia: es un dispositivo que transmite el movimiento entre el movimiento rotacional del motor a pasos convirtiendolo en desplazamiento lineal con la pieza de agarres superior.
	Base del cople: Esta pieza diseñanda para colocar el acoplamiento entre el motor a pasos y el tornillo de portencia.
	Cople: El acoplamiento mecanico transmitira el movimiento generado por el mortor a pasos al tornillo de potencia.
	Base Motor a pasos: En esta pieza es una base diseñada para colocar el motor de pasos con barrenos para instalarse en los soportes de sistema de carga.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

	Rodamiento: Este elemento mecanico tien la funcion principal de permitir transferencia de rotacion entre la mordaza y la flecha del motor, con el menor coeficiente de fricción, se encuentran instalados en el bloque fijo, y bloque movil.
	Acoplamiento: Este dispositivo es utilizado para prolongar lineas de transmision de fuerza y potencia entre el eje del motor y la mordazas.
	Vastago: es una herramienta que tiene un mecanisco que permite sujetar por friccion la probeta presionandola radialmente de manera uniforme. Esta herramieta esta compuestas de dos piezas como se muestra en la figura, unidos entre ambas por una union con cuerda.
	El bloque fijo sera el soporte para la mordaza que conecta con el sistema de ciclos y la morzada, este bloque se instalara fijamente en la placa base.



6.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

6.4.1 Sistema de Control.

Se empleo un arduino MEGA debido a sus capicidad de entradas y salidas, que es la mayor entre los tipos de arduinos, ya que son varios los compontes electronicos que se pretenden utilizar en el diseño y poder captar la señales de los sensores como la celda de carga, el sensor inductivo, el motor de paso y pantalla LCD.

En la tabla 8 se identifican los elementos que componente el sistema de control.

Nombre	Cantidad
Arduino	1
Driver	1
Motor de paso	1
Sensor inductivo	1
Pantalla LCD	1
Driver L298N	1
Fuente 12 – 24 V	1
HX711	1

Tabla 8 componentes electrónicos del Sistema de control

6.4.2 Controlador de ciclos

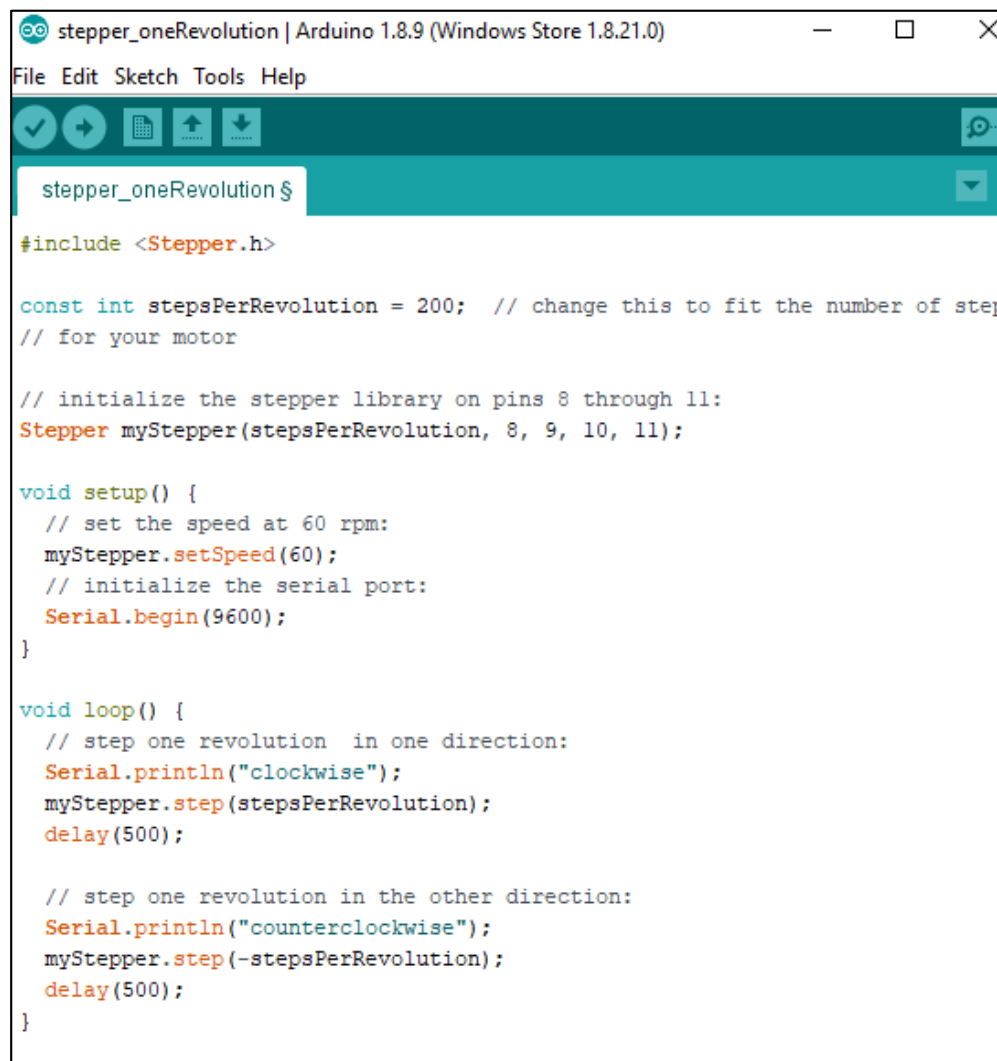
Para generar los ciclos necesarios y llevar acabo en el ensayo se utilizo el motor electrico con capacidad de generar 1800 RPM y tiene una potencia de 1 HP, este requiere de un controlador el inverter drives SMvector IP65 con la capacidad de controlar las revoluciones.



6.4.3 Aplicación de la carga

Para la aplicación de la carga se usó un el motor de paso “POWERMAX” anexo 14, para controlarlo es necesario un driver se utilizó el “L298N” y tiene la capacidad de controlar dos motores o un motor bipolar y este puede ser utilizando por cualquier microcontrolador.

El código que se presenta en la figura 72 permite el movimiento del motor de paso a 60 RPM en sentido de las manecillas de reloj como también en contra, utilizando la librería “Stepper .h” que ya viene con funciones predeterminadas para el manejo de la velocidad y la dirección.



```
stepper_oneRevolution | Arduino 1.8.9 (Windows Store 1.8.21.0)
File Edit Sketch Tools Help

stepper_oneRevolution $
#include <Stepper.h>

const int stepsPerRevolution = 200; // change this to fit the number of steps
// for your motor

// initialize the stepper library on pins 8 through 11:
Stepper myStepper(stepsPerRevolution, 8, 9, 10, 11);

void setup() {
  // set the speed at 60 rpm:
  myStepper.setSpeed(60);
  // initialize the serial port:
  Serial.begin(9600);
}

void loop() {
  // step one revolution in one direction:
  Serial.println("clockwise");
  myStepper.step(stepsPerRevolution);
  delay(500);

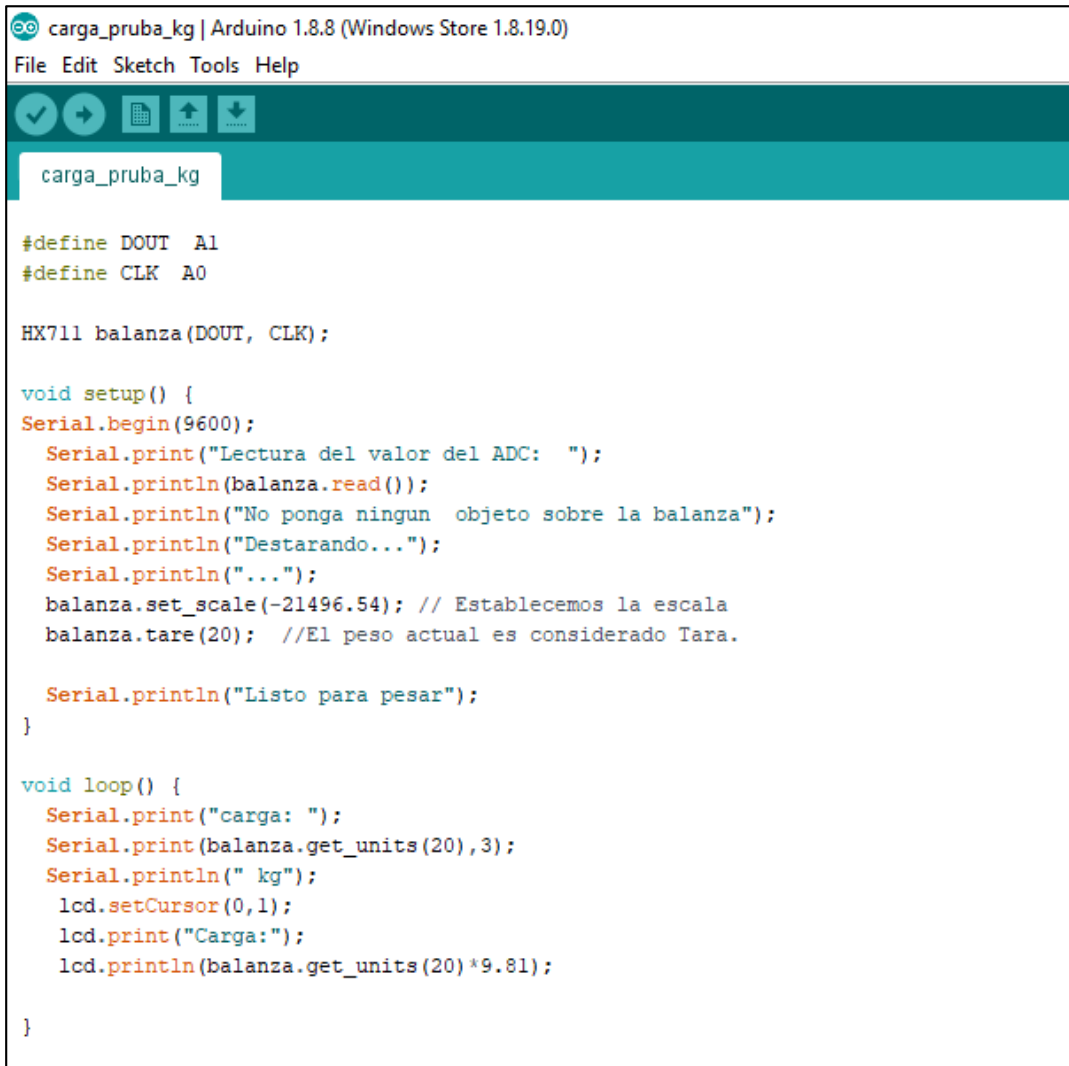
  // step one revolution in the other direction:
  Serial.println("counterclockwise");
  myStepper.step(-stepsPerRevolution);
  delay(500);
}
```

Figura 72: Código movimiento del motor de paso



6.4.4 Medición de la carga

Para la medición de la carga se implementó una celda de carga de tipo S de la marca con una capacidad de 250 kg la cual se describe en el anexo 19. Este dispositivo envía la información de la deformación que se presenta al ejercer carga en sus extremos. Para controlar este sensor es necesario utilizar la librería HX711, el Arduino corre el programa para activar el sensor HX711 captando las señales. El código las transformar esas señales en los datos numéricos de carga en la figura 73 muestra el código.



```
Arduino 1.8.8 (Windows Store 1.8.19.0)
File Edit Sketch Tools Help

carga_pruba_kg

#define DOUT A1
#define CLK A0

HX711 balanza(DOUT, CLK);

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.print("Lectura del valor del ADC: ");
  Serial.println(balanza.read());
  Serial.println("No ponga ningun objeto sobre la balanza");
  Serial.println("Destarando...");
  Serial.println("...");
  balanza.set_scale(-21496.54); // Establecemos la escala
  balanza.tare(20); //El peso actual es considerado Tara.

  Serial.println("Listo para pesar");
}

void loop() {
  Serial.print("carga: ");
  Serial.print(balanza.get_units(20),3);
  Serial.println(" kg");
  lcd.setCursor(0,1);
  lcd.print("Carga:");
  lcd.println(balanza.get_units(20)*9.81);
}
```

Figura 73: Código Medición de la carga



6.4.5 Medición de los ciclos

Para la medición de los ciclos se usó un sensor inductivo referencia descrita en el anexo 16, la cual mide la frecuencia. Cuando un metal se acerca al campo magnético generado por el sensor de proximidad este lo detecta. En este caso van se al contrario aprovechando la muesca del eje de motor de ciclos, ya que va detectar la discontinuidad del metal para el conteo de las RPM, en la figura 74 se muestra el código.

```
RMP_bueno | Arduino 1.8.8 (Windows Store 1.8.19.0)
File Edit Sketch Tools Help

RMP_bueno $
volatile byte RPMcontador;
unsigned int RPM;
unsigned long TiempoA;
void FuncionRPM(){
  RPMcontador++;
}
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  attachInterrupt(0, FuncionRPM, FALLING);
  RPMcontador= 0;
  RPM = 0;
  TiempoA = 0;
}
void loop() {
  delay(1000);

  detachInterrupt(0);
  RPM = 30 * 1000 / (millis () - TiempoA) * RPMcontador;
  TiempoA = millis();
  RPMcontador = 0;
  Serial.print("RPM:");
  Serial.println(RPM);
  attachInterrupt(0, FuncionRPM, FALLING);
}
```

Figura 74: código de medición de ciclos.



6.4.6 Visualización

Para la visualización de los datos obtenidos de los sensores se escogió la pantalla LCD LiquidCrystal las características se encuentran en el anexo 20. Este será capaz de mostrar los datos obtenidos del sensor inductivo como también de la celda de carga. Para poder utilizar la pantalla es necesario utilizar la librería “LiquidCrystal.h”, en la figura 75 muestra el código transforma la señal de los componentes electrónicos para poder utilizar dicha pantalla utilizando de ejemplo la RPM y el tiempo.

```
LCD | Arduino 1.8.8 (Windows Store 1.8.19.0)
File Edit Sketch Tools Help

LCD $
#include <LiquidCrystal.h>
const int rs = 12, en = 11, d4 = 5, d5 = 4, d6 = 3, d7 = 2;
LiquidCrystal lcd(rs, en, d4, d5, d6, d7);
int entrada=53, cont=0, estado=0;

void setup() {
    Serial.begin(9600);

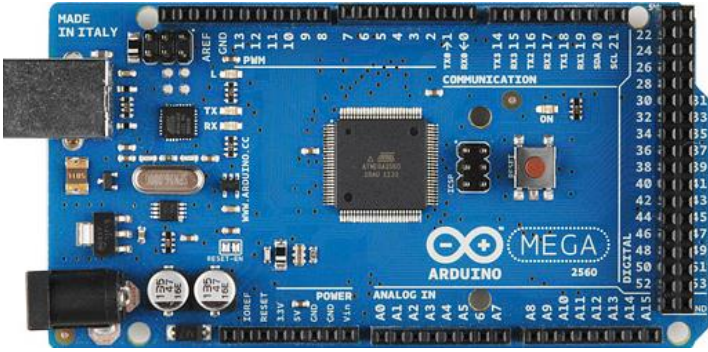
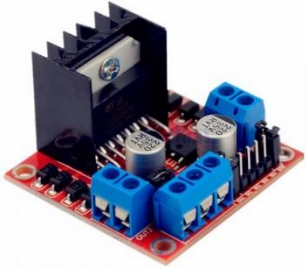
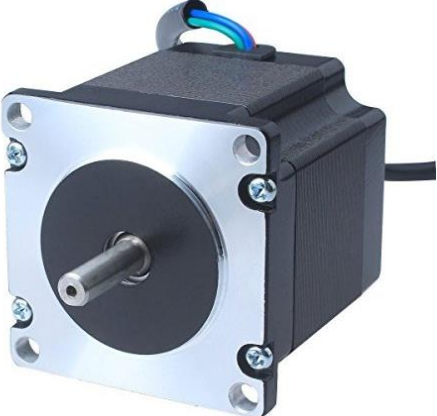
    lcd.begin(16, 2);
    lcd.print("RPM:");
    pinMode(entrada, INPUT);
}
void Scarga() {
}
void Tiempo() {
    lcd.setCursor(0,1);
    lcd.print("Tiempo:");
    lcd.setCursor(7,1);
    lcd.print(millis()/1000);
}
void RPM() {
    estado = digitalRead(entrada);

    if(estado == HIGH) {
        cont++;

        while(estado == LOW) {
            estado = digitalRead(estado);
        }
    }
    lcd.setCursor(4,0);
    lcd.print(cont);
}
void loop() {
    RPM();
    Tiempo();
}
```

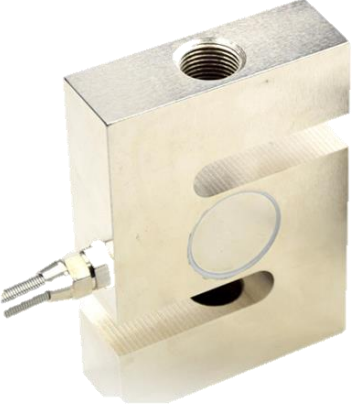
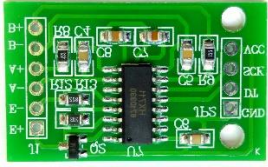
Figura 75: Código de pantalla LCD.

Tabla 9: Componentes electrónicos del banco de fatiga

Nombre	Descripción
	Arduino Mega: Es una tarjeta de desarrollo open source construida con un microcontrolador modelo Atmega 2560 que posee pines de entradas y salidas (E/S), analógicas y digitales. Esta tarjeta es programada en un entorno de desarrollo que implementa el lenguaje processing /Wiring.
	Pantalla LCD: Es un dispositivo para mostrar información en forma gráfica. LCD significa Liquid Crystal Display, este tipo de LCD es una placa de circuito y poseen pines de entrada y salida de datos. Estas pantallas constan de 16 pines.
	Controlador del motor: El Driver L298N Es un dispositivo que permite controlar dos motores de corriente continua y motores paso a paso de nomas de 2 amperes.
	Motor de pasos: Es un dispositivo electromecánico que convierte una serie de impulsos eléctricos en desplazamientos angulares discretos, lo que significa que es capaz de girar una cantidad de grados dependiendo de sus entradas de control.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

	Sensor inductivo: El un sensor de proximidad es un conmutador electrónico autónomo. Se por lo general de componente de tres cables.
	celda de Carga tipo “S”: Es un módulo de detección de fuerza constituida por una estructura metálica cuidadosamente diseñada, con pequeños elementos llamados medidores de tensión montados en ubicaciones precisas en la estructura. La celda está diseñada para medir una fuerza específica e ignorar otras fuerzas que se aplican.
	Motor: El motor eléctrico permite la transformación de la energía eléctrica en mecánica. Se utiliza para impulsar para impulsar distintos equipos y se conectan, mediante mecanismo de transmisión adecuados, este dispositivo es controlado mediante el variador de velocidad.
	El módulo es un trasmisor entre las celdas de carga y un microcontrolador como Arduino, permitiendo leer el peso en la celda de manera sencilla.
	Variador de velocidad: El SMVector es un sofisticado algoritmo de control del motor que lleva el rudimento del motor a niveles máximos. En esta aplicación, el motor es capaz de conducir una carga de torque del 165% mientras acelera de 0 a 100% en una velocidad impresionante de 0.33 segundos. Las cargas de choque no son rival para el SMvector.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

	Fuente de 24 V: La fuente de alimentacion o fuente de potencia es un dispositivo que convierte la corriente alterna (CA), en una o varias corrientes continuas (CC), que alimentan los distintos circuitos del aparato electronico al que se conecta.
---	--

En conclusión, el capítulo muestra las etapas del diseño que son de vital importancia para la elaboración de estas definen las formas del proyecto. En requerimientos se dividió en tres sistemas los cuales son los sistemas de ciclos, sistema de control y sistema de carga, en donde se seleccionaron todos los componentes que se pretenden contemplar para el proyecto. Una vez definió esa parte se hizo un bosquejo de lo que sería el banco con todos elementos, para así pasar al diseño al diseño preliminar donde se modela el proyecto de banco con los elementos seleccionados, aplicando las teorías y técnicas propuestas para el diseño de elementos y determinar las dimensiones adecuadas.



7. RESULTADOS

7.1 CALCULO DE PARAMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO

7.1.1 Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta

Para el análisis de la probeta del material acero F-114 se tiene que la distancia hasta la fibra más cercana de $c = 3.5 \text{ mm}$ y un momento de inercia $I = 117.85 \text{ mm}^4$, remplazando estos valores en la ecuación 20, se tiene:

$$M = \frac{117.85 \text{ mm}^4 * 717 \text{ Mpa}}{3.5 \text{ mm}}$$

$$M = 24142.41 \text{ mm}$$

De acuerdo a la ecuación 22, para una longitud de 45.95 mm y el momento flector calculado, se requiere una carga de 525.40 N en el extremo de la probeta lo cual se puede evidenciar a colocar la carga en una viga en voladizo y realizar los diagramas de cortante y momento flector mostrados en la figura 76.

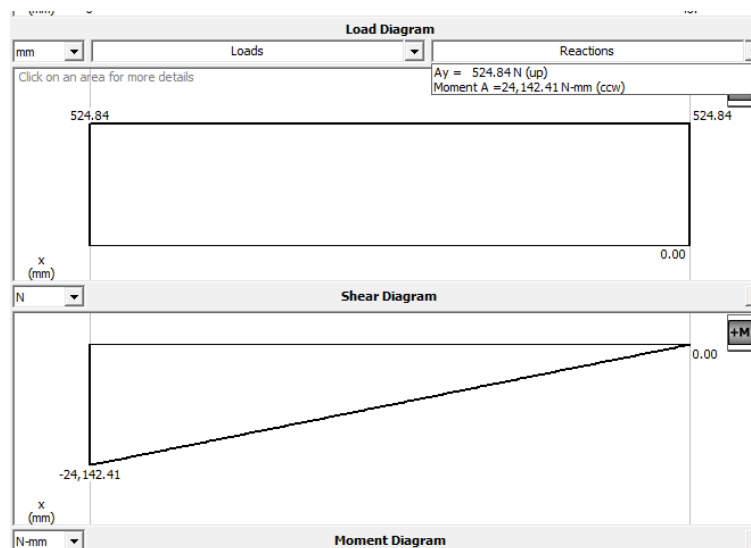


Figura 76: diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la probeta

Remplazando estos valores en la ecuación 23 con un diámetro de sección de prueba de 3.5 mm.

$$\tau = \frac{(4)(525.4)}{3\pi(3.5)^2}$$

$$\tau = 18.20$$

Como el esfuerzo cortante es mucho menor que el esfuerzo normal, entonces no se tiene en cuenta en el diseño a partir de las características de la probeta.

7.2 DISEÑO DE LA MAQUINA

7.2.1 Diseño del módulo para generar ciclos

7.2.1.1 Diseño del eje

En la figura 77 se ilustra el diagrama de cuerpo libre del eje principal, la fuerza a la que se somete la probeta se traslada hasta un extremo de este convirtiéndose en una fuerza y un momento R_A y R_B son las cargas de reacción debido a rodamientos en esos puntos.

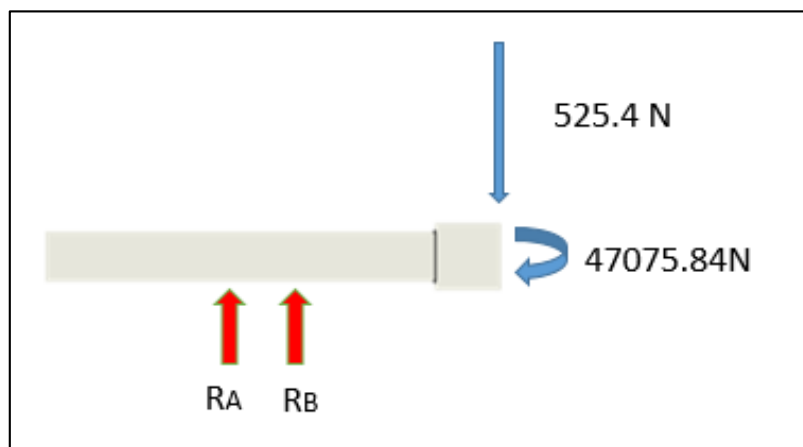


Figura 77: Diagrama de cuerpo libre.

A continuación de estas condiciones mostradas en a figura 77 se construyeron los diagramas de cortante y momento flector y se obtuvo el siguiente diagrama en la figura 78 que indica el momento flector máximo de 47075.84 N-mm.

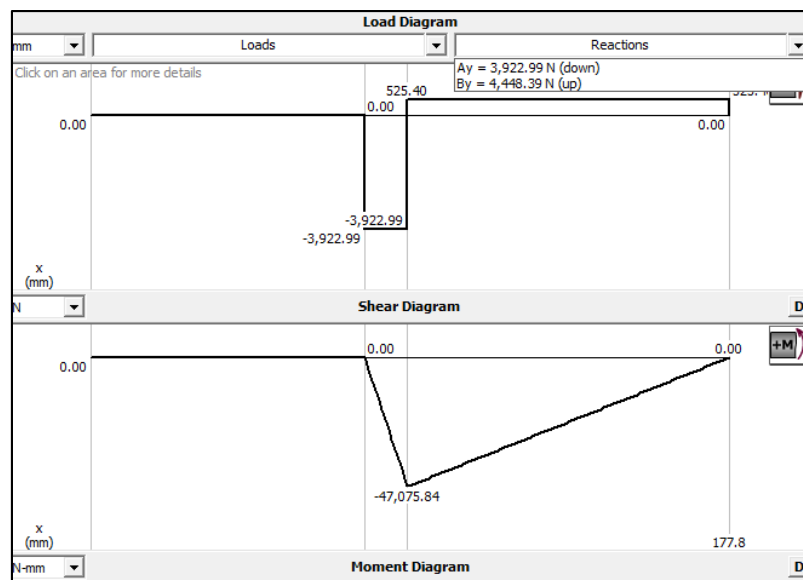


Figura 78: Diagramas de cortante y momento flector para diseño del eje

**7.2.1.1.1 Cálculo del diámetro por análisis estático**

Se determinó un diámetro inicial a partir de cálculo estático considerando la ecuación de esfuerzo para probetas en voladizo de sección circular. De la ecuación 25 se despeja el diámetro inicial, conociendo los valores de momento flector y esfuerzo de fluencia del acero AISI 4140 suministrado por FERROINDUSTRIAL.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(47075.4 \text{ N} - \text{mm})}{\pi(735 \text{ MPa})}}$$

$$d = 8.67 \text{ mm}$$

7.2.1.1.2 Cálculo del diámetro por análisis de fatiga

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga S'_e se calculó mediante la ecuación 1.

$$S'_e = 0.5 * 980 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 490 \text{ MPa}$$

Sin embargo, este valor debe ser corregido mediante los factores de corrección de Marín usando la ecuación 2, y así obtener un nuevo S'_e .

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

Factor de corrección de superficie (K_a)	Maquinado en torno	$K_a = 0.72$
Factor de corrección de tamaño (K_b)	Diámetro mm	$K_b = 0.90$
Factor de corrección de carga (K_c)	Cargas radiales	$K_c = 1$
Factor de temperatura (K_d)	Temperatura ambiente	$K_d = 1$
Factor de confiabilidad (K_e)	0.99 de confiabilidad	$K_e = 0.75$
Factor de efectos varios (K_f)	Condiciones ambientales	$K_f = 1$

Tabla 10. Factores de corrección para primera iteración de diseño del eje

Luego mediante la ecuación 2 se determina la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = (0.72)(0.90)(1)(1)(0.75)(1.0)(490 \text{ MPa})$$

$$S_e = 238.14 \text{ MPa}$$

Utilizando la gráfica de anexo 3, se determinó un K_t equivalente 1 y empleando grafica de anexo 4, se obtuvo un valor de q de aproximadamente 0.9; reemplazando en la ecuación 27.

$$K_f = 1 + (0.9)(1 - 1)$$

$$K_f = 1$$

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Utilizando un factor de seguridad de 1.5 que es el mínimo permisible para el diseño de ejes. Sustituyendo estos valores en la ecuación de Goodman para cálculo de diámetros.

$$d = \left(\frac{16(1.5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{238.14 \text{ MPa}} [2(1 * 122305.66 \text{ N} - \text{mm})] \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 19.87$$

Luego de calcular el torque en el eje, se aplicó nuevamente el criterio de Goodman para calcular el diámetro con una segunda iteración

Factor de corrección de superficie (K_a)	Maquinado en torno	$K_a = 0.72$
Factor de corrección de tamaño (K_b)	Diámetro mm	$K_b = 0.89$
Factor de corrección de carga (K_c)	Cargas radiales	$K_c = 1$
Factor de temperatura (K_d)	Temperatura ambiente	$K_d = 1$
Factor de confiabilidad (K_e)	0.99 de confiabilidad	$K_e = 0.75$
Factor de efectos varios (K_f)	Condiciones ambientales	$K_f = 1$

Tabla 11. Factores de corrección para segunda iteración de diseño del eje

Y se determinó nuevamente el límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e = (0.72)(0.89)(1)(1)(0.75)(1.0)(490 \text{ MPa})$$

$$S_e = 238.14 \text{ MPa}$$

$$K_{fs} = 1 + (0.9)(1 - 1)$$

$$K_{fs} = 1$$

$$d = \left(\frac{16(1.5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{238.14 \text{ MPa}} \left[2(1 * 122305.66 \text{ N} - \text{mm}) + \frac{1}{980 \text{ MPa}} (1)(3922 \text{ N} - \text{mm}) \right] \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 19.87 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo requerido en el punto donde se encuentra el rodamiento B. Que se llevó a una medida comercial de 19.05 mm.

Verificando el factor de seguridad despejando de la ecuación 26.

$$\frac{1}{n} = \left(\frac{16}{\pi(19.05 \text{ mm})^3} \left\{ \frac{1}{281.69 \text{ MPa}} \left[2(1 * 122305.66 \text{ N} - \text{mm}) + \frac{1}{980 \text{ MPa}} (1)(3922 * \text{N} - \text{mm}) \right] \right\} \right)$$

$$n = 12.18$$

Este valor adimensional indica que está por encima del factor de diseño permisible.

7.2.1.2 Selección del motor

La rotación del motor comercial que se consideró se encuentra dentro de los parámetros por la norma ASTM 466. Para determinar la potencia se calculó el torque máximo requerido en el sistema, mediante la ecuación 29 se hace un cálculo, teniendo en cuenta que se emplearon 2 rodamientos de bolas se usa un coeficiente de fricción de 0.0015.

$$T = 2[0.5(0.0015)(525.4 \text{ N})(20 \text{ mm})] + 0.5(0.0015)(525.4 \text{ N})(12 \text{ mm})$$

$$T = 20.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para estimar la potencia requerida se emplea la ecuación 30.

$$H = \frac{(0.02)(1725 \text{ rpm})}{9.55}$$

$$H = 3.61 \text{ W o bien } 0.004 \text{ hp}$$

Ya que se dispone de un motor con 1 HP como el que se muestra en la figura 79, se optó por usarlo como consideración para el diseño, considerando que está por encima del valor requerido.



Figura 79. Motor eléctrico

7.2.1.3 Selección de los rodamientos

Considerando que se utilizaran rodamientos de bolas el valor de $a=3$ para este tipo de rodamientos.

$$C_{10} = 1500 \text{ N} \left(\frac{5760 \text{ horas } (1725 \text{ rpm})(60)}{10^6 \left(0.02 + (4.459 - 0.02)(1 - 0.99)^{1/1.483} \right)} \right)^{1/3}$$
$$C_{10} = 17.145 \text{ kN}$$

Se seleccionan los rodamientos del eje con un diámetro interno de 19.05 mm el rodamiento que se adapta al requerimiento que tiene referencia con referencia NPB 6209 –RS de la catalogo “NATIONAL PRECISIÓN BEARING”



7.2.1.4 Cálculo de las cuñas

7.2.1.4.1 Cálculo de la cuña ente el eje y el acople

La sección del eje que conecta con el motor tiene diámetro de 19.05 mm para esta medida se usan cuñas cuadradas de 6 mm.

El par de torsión que tiene que transmitir es de 15.01 N-mm. Al Despejar la fuerza y reemplazar los valores tenemos una fuerza de:

$$F = \frac{645.49 \text{ N} - \text{mm}}{9.525 \text{ mm}}$$

$$F = 67.76 \text{ N}$$

Si consideramos que el material del eje tiene un límite de fluencia es 735 MPa para el acero AISI 4140 y el material para la cuña de acero AISI 1020 cuyo límite a la fluencia es de 304 MPa usando la ecuación 33.

$$S_{sy} = 0.577 * 304 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 175.412 \text{ MPa}$$

Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad como en la ecuación 34 se tiene:

$$\frac{175.412 \text{ MPa}}{2.8} = \frac{67.76 \text{ N}}{4.7625 \text{ mm} * l}$$

Despejando y resolviendo

$$l = 2.271 \text{ mm}$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña según la ecuación 35

$$\frac{304 \text{ MPa}}{2.8} = \frac{67.76 \text{ N}}{4.7625 \text{ mm} * l/2}$$

Así,

$$l = 2.262 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se requiere una cuña de mínimo 4.524 mm



7.2.1.4.2 Calculo de la cuña entre el eje del motor y el acople

Según catálogos de cuñas estándar, para ejes con diámetros de 15.875 mm se utilizan cuñas de 6 mm, se calcula la fuerza en la superficie del eje como se expresa a continuación:

$$F = \frac{645.49 \text{ N} - \text{mm}}{7.9375 \text{ mm}} = 81.32 \text{ N}$$

Al considerar el límite de fluencia para el acero AISI 1045, material del eje, con valor de 340 MPa y considerando el material para la cuña de acero AISI 1020 con el límite a la fluencia de 304 MPa.

Mediante la ecuación 33, la resistencia al cortante es:

$$S_{s_y} = 0.577 * 304 \text{ MPa}$$

$$S_{s_y} = 175.41 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área creara un esfuerzo de acuerdo a la ecuación 34.

Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad y reemplazando, se tiene:

$$\frac{175.41 \text{ MPa}}{2.8} = \frac{81.32 \text{ N}}{4.7625 \text{ mm} * l}$$

Despejando y resolviendo

$$l = 2.725 \text{ mm}$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña con la ecuación 35.

$$\frac{l * 304 \text{ MPa}}{2.8} = \frac{2 * 81.32 \text{ N}}{4.7625 \text{ mm}}$$

Así

$$l = 3.145 \text{ mm}$$

7.2.1.5 Selección del sistema para sujetar la probeta

Se escogió un vástago mostrado en la figura 80 con la capacidad de expandirse gracias collet a la medida comercial de 20 mm dado que la probeta tiene es su extremo 20 mm. El collet se acopla al eje mediante un sistema roscado por medio de la tuerca ER20-A.



Figura 80: vástago para sujetar probeta

7.2.1.6 Selección del acople

El acople debe sujetarse en el eje de diámetro 19.05 mm y al motor con 15.875 mm. Debe transmitir una potencia de 30 W y girar a 1725 rpm; por lo que se consideró un acoplamiento para el diseño un acoplamiento del catálogo de la marca Lexar Industrial, en el anexo 6 muestra las especificaciones con un factor de servicio de 2.35 el acople que se ajusta a estas condiciones de sistema de ciclos.

7.2.2 Diseño de modulo de cargas

7.2.2.1 Selección del rodamiento para ejercer la carga sobre la probeta

Debido a que el rodamiento debe aplicar la carga máxima de 525.4 N sobre la probeta, usando la ecuación 31 que define la carga nominal de catálogo para los rodamientos. Con una vida nominal $L_{10} = 10^6$ revoluciones y con $\alpha = 3$ para rodamientos de bolas.

$$C_{10} = 525.4 \text{ N} \left(\frac{(5760)(1725 \text{ rpm})(60)}{10^6 (0.02 + (4.459 - 0.02)(1 - 0.99)^{1/1.483})} \right)^{1/3}$$
$$C_{10} = 6.005 \text{ kN}$$

El rodamiento transmitir la carga al vástago que este a su vez se encuentra conectado a la probeta, el rodamiento tiene referencia “NPB 6203-RS”.

7.2.2.2 Calculo de la Bloque móvil

La viga deslizante recibe una fuerza en el centro de 525.4 N que se transmiten mediante la cara de la celda de carga y reposa en las caras de los soportes del rodamiento. Ahora se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre considerando la carga de la celda como una carga puntual y las reacciones en las caras donde reposa el rodamiento también como cargas puntuales como se muestra en la figura 81.

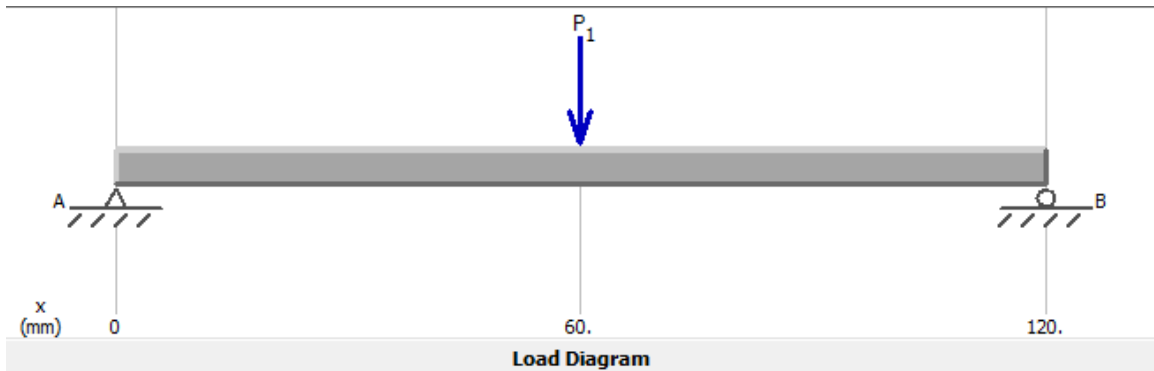


Figura 81: Diagrama de cuerpo libre de la viga

En la figura 82 se muestra una simulación MDsolids 4.0 donde representa esta situación.

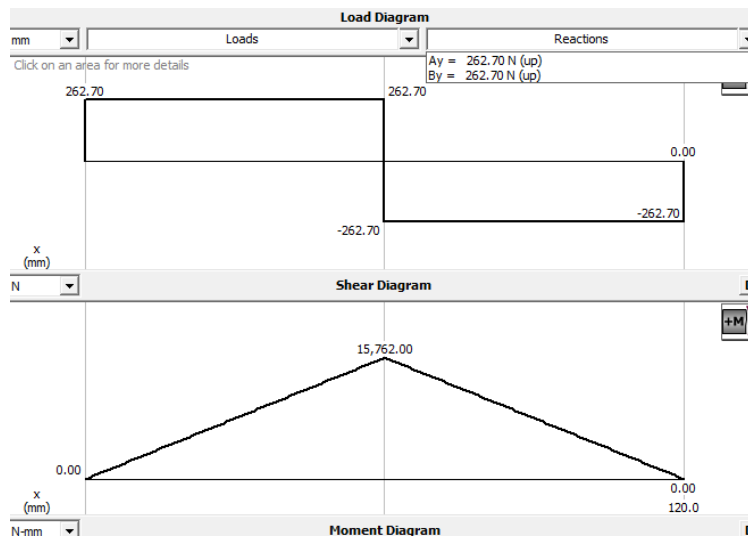


Figura 82: diagrama de cortante y momento flector de condiciones de la viga móvil

Desacuerdo al diagrama se obtuvo momento flector máximo de 15762 N – mm

Considerando el esfuerzo máximo permisible de 340 MPa que es el esfuerzo de fluencia para el acero AISI 1045 que la viga deslizante es una barra de sección rectangular, utilizando un valor para la base de 63.5 mm, pero como se debe hacer un orificio de 12.7 mm de diámetro ubicado en la dirección de la aplicación de la carga, entonces la sección queda como.

$$base^* = 63.5 \text{ mm} - 12.7 \text{ mm}$$

$$base = 50.8 \text{ mm}$$

Despejando la altura de la ecuación 48 se obtiene:



$$h = 5 \sqrt{\frac{6(15762 \text{ N} - \text{mm})}{(304 \text{ MPa})(50.8 \text{ mm})}} = 12.37 \text{ mm}$$

Se utilizó un perfil sección con un ancho de 63.5 mm y una altura de 12.37 mm.

Para los bujes se seleccionarán longitudes de 25 mm con el fin garantizar un buen rendimiento al momento de la viga móvil se desplace. Ya que las velocidades de desplazamientos de la viga móvil son muy bajos, la necesidad de retención del lubricante en la superficie y baja temperatura de operación, se puede implementar grasas de uso general.

7.2.2.3 Diseño del tornillo de potencia

7.2.2.4 Estimación del factor de seguridad

Se determinó el área de sección circular mínimo de la ecuación 40 teniendo en cuenta que el esfuerzo máximo permisible es el límite de fluencia del acero AISI 1045.

$$A = \frac{525.4 \text{ N}}{340 \text{ MPa}}$$

$$A = 1.545 \text{ mm}^2$$

Despejando la carga de la ecuación 41 y considerando una deformación máxima de 0.01 mm ya que la deformación puede alterar los datos registrados por la celda de carga:

$$P = \frac{(0.01 \text{ mm}) * (207 \text{ GPa}) * (1.545 \text{ mm}^2)}{(123 \text{ mm})}$$

$$P = 26 \text{ N}$$

Se empleó la ecuación 40 como guía para estimar el factor de seguridad

$$n_d = \frac{525.4 \text{ N}}{26 \text{ N}}$$

$$n_d = 20.20$$

Por tanto, se consideró un factor de 21.

$$P_{crit} = 21(525.4 \text{ N})$$

$$P_{crit} = 11.033 \text{ kN}$$



7.2.2.5 Calculo del diametro minimo permisible

Mediante la ecuación 43 y usando la tabla del anexo 7 para obtener el valor de la constante de extremos de determina el diámetro mínimo permisible en tornillo de potencia. Considerado el esfuerzo permisible mediante la teoría de energía de distorsión con la ecuación 33.

$$S_{sy} = 0.577 * 340MPa$$

$$S_{sy} = 196.18 MPa$$

$$d = 2 \left(\frac{11.033 kN}{\pi(196.18 MPa)} \frac{(340 MPa)(123 mm)^2}{\pi^2(1)(210GPa)} \right)^{1/2}$$

$$d = 9.299 mm$$

7.2.2.6 Calculo de los parámetros del tornillo de potencia.

El tornillo de potencia calculado cuenta con las características mostradas en la tabla 12.

Diámetro menor	6.75 mm
Paso	1.25 mm
Diámetro mayor	8 mm
T_R	1355.25 N-m
T_L	1223.86 N-m
T_C	1134.44 N-m
D_m	7.375 mm

Tabla 12: Parámetros del tornillo de potencia

Considerando que a mayor el diámetro aumenta la condición de auto boqueó y que el diámetro mínimo especificado en la tabla 10 es para fijar el tornillo en su asiento. Aunque

7.2.2.7 Calculo de la viga fija

La viga fija está sujeta en los extremos por las barras guías y recibe una fuerza en el centro de 525.4 N debido la carga del motor de paso, lo que conlleva a que requiera un orificio en este punto de 6.35 mm aproximadamente para el eje de motor de paso. La figura 83 muestra la carga hacia arriba debido a la conexión del eje con el tornillo de potencia y las barras guías si se retiraran generarían cargas de reacción. La distancia máxima permisible entre las barras se fijó en 127 mm que es la longitud del rodamiento de carga.

Ahora se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre para la placa fija

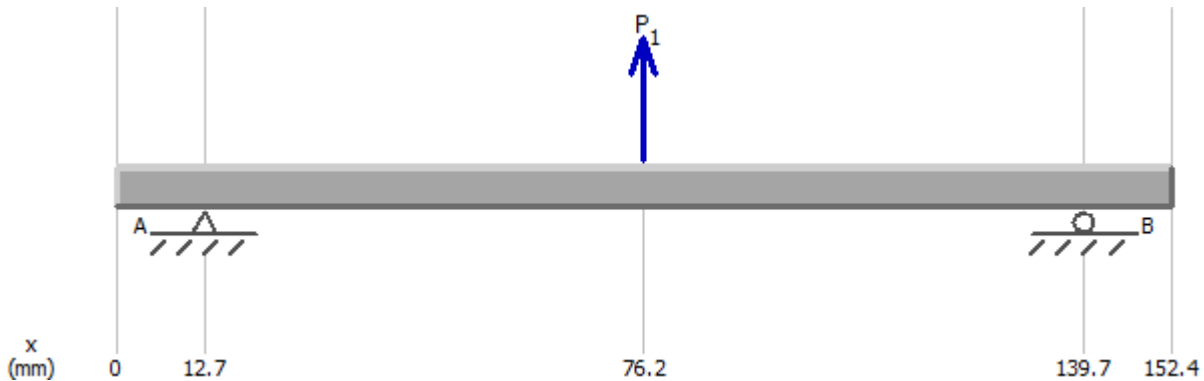


Figura 83: Diagrama de cuerpo libre viga fija

Mediante el cálculo estático se halla el valor de las reacciones R_A y R_B

En la figura 84 se muestra una simulación en MD Solid 4.0.

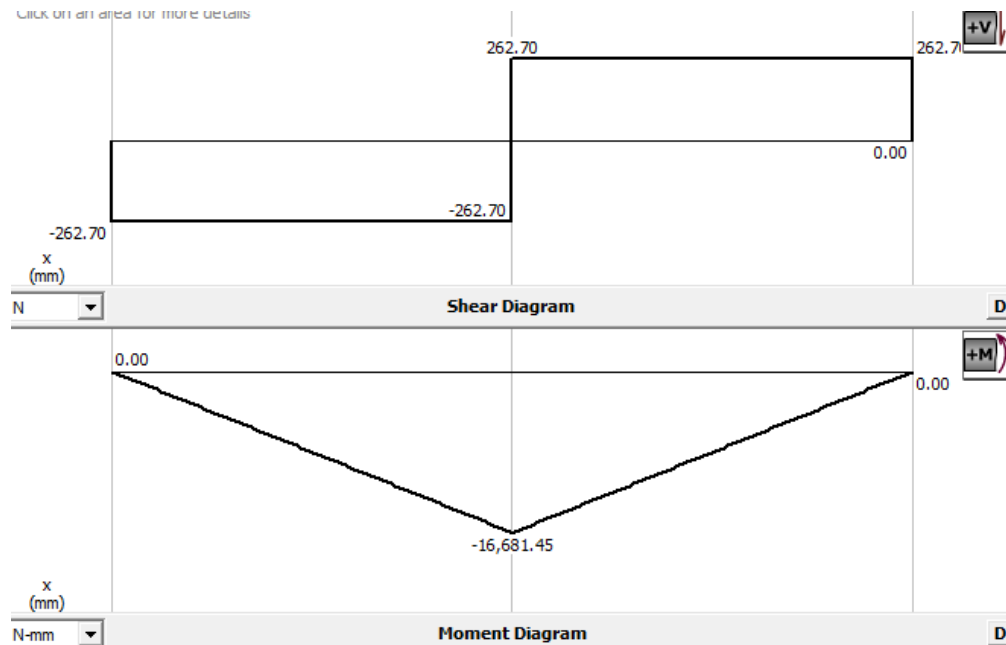


Figura 84 Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la viga fija

Se observa que la viga fija está sometida a un momento flector máximo de 16681.45 N-mm.

Para el diseño se utilizó el material AISI 1045 estirado en frío con una resistencia a la fluencia de 340 MPa. Se consideró como el esfuerzo máximo permisible como el límite de fluencia y que la viga fija es una barra de sección rectangular con una base de 69.85 mm; pero como existe un orifico de 6.35 mm de diámetro para el eje del motor de paso, entonces la sección queda como:

$$base^* = b - d$$

$$base^* = 69.85 \text{ mm} - 6.35 \text{ mm}$$



$$base = 63.5 \text{ mm}$$

Despejado la altura de la ecuación 39 se obtiene:

$$h = 2.5 \sqrt{\frac{6(16681.45 \text{ N} - \text{mm})}{(304 \text{ MPa})(63.5 \text{ mm})}}$$
$$h = 5.69 \text{ mm}$$

Se utilizó un perfil de sección con un ancho de 69.85 mm y una altura de 6.35 mm

7.2.2.8 Diseño de la barras guía

7.2.2.8.1 Estimacion del factor de seguridad

Se requiere que la deformación durante las pruebas altere en lo mínimo los resultados. Se debe diseñar este elemento para que la deformación máxima sea 0.05 mm, es decir, se debe determinar unas dimensiones en el que la carga que soporta no deforme más de lo planeado. Primero se determina el área de sección requerida para que falle por esfuerzos de fluencia para el acero AISI 1045 con un factor de 1, despejando el área de la ecuación 49 se tiene que:

$$A = \frac{262.7 \text{ N}}{340 \text{ MPa}}$$
$$A = 0.7726 \text{ mm}^2$$

Utilizando la ecuación 41, que define la deformación de los elementos sometidos a cargas axiales; La carga máxima para que ocurra la deformación de 0.05 mm es

$$P = \frac{(0.05 \text{ mm}) * (207 \text{ GPa}) * (0.7726 \text{ mm}^2)}{(368 \text{ mm})}$$
$$P = 21.72 \text{ N}$$

Se empleó la ecuación 37 para estimar el factor de seguridad.

$$n_d = \frac{262.7 \text{ N}}{21.72 \text{ N}}$$
$$n_d = 12.09$$

Por tanto, se consideró un factor de diseño de 13

7.2.2.8.2 Calculo del diametro minimo permisible

el esfuerzo máximo al que están sometidas las barras está dado por la ecuación 40, de la cual se despeja el diámetro mediante cálculo de elementos estáticos, para un área de sección circular y considerando como esfuerzo máximo la resistencia a la fluencia de este acero:



$$d = 13 \sqrt{\frac{4(262.7 \text{ N})}{\pi(340 \text{ MPa})}}$$

$$d = 12.89 \text{ mm}$$

Hay que considerar que este es el diámetro mínimo en la barra ya que se emplearan barras con hombros como topes para unir las con la viga fija.

7.2.2.9 Selección del Motor de paso

Se calculó la fuerza requerida para vencer el par torsor del tornillo de potencia r considerando un diámetro de 6.50 mm de un eje de motor de paso "POWERMAX" como se muestra en el anexo 14, por tanto, de la ecuación 32.

$$T = F * r$$

Despejando la fuerza y reemplazando los valores.

$$F = \frac{1355.2 \text{ N} - \text{mm}}{6.50 \text{ mm}}$$

$$F = 208.49 \text{ N}$$

Se cuenta con un motor de paso NEMA 17 con un torque de 430 N-mm pero debido a que no genera un suficiente, se optó por cambiar por un NEMA 23 con un torque de 1372.93 N-mm que es más que suficiente para elevar y bajar el tornillo de potencia .

7.2.3 Calculo de sujetadores

7.2.3.1 Calculo de pernos para bloque medio y sujecion del motor

Se seleccionó un perno de longitud comercial de 25.4 mm Para sujetar al motor, el bloque medio y la caja de control se emplearon pernos de 12.19 mm de diámetro, para determinar la longitud de agarre se tiene en cuenta el espesor de la lámina de 9.525 mm: el espesor de la base de sujeción del motor de 6.35mm; es espesor de la tuerca correspondiente de 5.2 mm; la longitud de agarre es de 21.075 mm

$$L_T = (2 * 12.19) + 6$$

$$L_T = 30.38 \text{ mm}$$

La longitud de los pernos se seleccionó con medida comercial equivalente al sistema ingles de 1 pulgada.

7.2.3.2 Selección de roscas para las barras guía

Las barras guía tienen en su extremo un diámetro de 9.53 mm con el fin hacer rosca en ella y hacer la sujeción de la viga en la barra guía con tuercas comerciales rosca fina, con el esfuerzo axial depende de la carga en cada barra con el valor de 362 N, de acuerdo 49.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

$$\sigma = \frac{262.5 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} (9.53 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 35.471 \text{ MPa}$$

Por lo que se seleccionó una rosca $\frac{5}{16}$ UNF del anexo 21 que es equivalente al sistema inglés, con el fin de introducir la viga fija y sujetar con tuerca.

En conclusión, los cálculos son parte fundamental para el diseño ya que con ellos podemos asegurarnos del funcionamiento mecánico en base a valores que respaldan el diseño de cada elemento del banco. Pero el elemento importante para el que es a considerar más importante en el diseño del banco es la probeta, ya que del análisis parte las condiciones de los elementos para el desarrollo de la máquina.



8. Conclusiones

- ✓ El diseño preliminar desarrollado permitirá la fabricación de un banco de fatiga con cargas variables que nos permitirá realizar ensayos de cargas a flexión.
 - ✓ Se definieron los componentes electrónicos para instrumentar el sistema de control.
 - ✓ Los métodos de deformación – vida y mecánica de fractura lineal elástica no se podrá estudiar experimentalmente debido a que estos ya presentan el inicio de la microfractura y macro fractura.
 - ✓ Los elementos del sistema control permitirán la medición de las revoluciones hasta la ruptura de las probetas normalizadas bajo la norma E-466.
 - ✓ El diseño del sistema de control permitirá variar la carga del motor de paso como también la frecuencia del motor.
 - ✓ Los resultados de la simulación de las probetas muestra que genera un menor tiempo de vida, mayor factor de daño y menor factor de seguridad con la carga no constante a comparación de la completamente reversible utilizando con la misma carga.
 - ✓ Los resultados obtenidos del motor de paso NEMA 23 es capaz de elevar y bajar el tonillo de potencia.
-



9. Recomendaciones

- ✓ El diseño de módulo de cargas permite la adaptación de cualquier motor de paso tipo NEMA, debido a que es el diseño de su base es un estándar. Ya que es de considerar buscar uno con mayor toque para generar mayor amplitud en la carga.
 - ✓ El código de los componentes electrónico es básico simplemente para el funcionamiento individual, por lo cual se debe considerar mejorar el código de igual forma para obtener mejor funcionamiento en la captura de datos emitidos por los componentes electrónicos.
 - ✓ El software ANSYS que se utilizó para realizar la simulación numérica de las probetas, fue en su versión de estudiante, que esta versión se encuentra limitada por el proveedor. Por lo cual se debe considerar utilizar el su versión original u otro software que cuente con mayor capacidad para realizar simulaciones numéricas.
 - ✓ Se sugiere cambiar el motor de paso por uno con mayor capacidad de torque ya que se podría aplicar el rango de amplitud de la carga para los ensayos.
 - ✓ Se sugiere cambiar el diámetro del tornillo de potencia por uno de mayor diámetro considerando que a mayor diámetro aumenta la condición de auto bloqueo.
-



10. BIBLIOGRAFÍA

1. Venegas, L. (2018). Diseño de elementos de máquinas. Colombia: Universidad tecnológica de Pereira.
 2. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Mexico: McGraw-Hill.
 3. Luna, G., Abundez, A., Navarro, J., Gonzalez, B., Colin, J. (2017). Análisis comparativo de la estimación de vida útil a fatiga bajo cargas de amplitud variable por métodos de acumulación de daño. octubre 5, 2019, de ResearchGate Sitio web:
[https://www.researchgate.net/publication/319472615 Analisis comparativo de la estimacion de vida útil a fatiga bajo cargas de amplitud variable por metodos de acumulacion de dano Comparative analysis of the life time estimation of the variable amplitud](https://www.researchgate.net/publication/319472615_Analisis_comparativo_de_la_estimacion_de_vida_util_a_fatiga_bajo_cargas_de_amplitud_variable_por_metodos_de_acumulacion_de_dano_Comparative_analysis_of_the_life_time_estimation_of_the_variable_amplitud)
 4. Sánchez, D.S. (2017). Diseño de una máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas. Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México. Cd.Mx. México. Julio 6, 2019.
<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/13691/Tesis%2004-09-2017.pdf?sequence=1>
 5. M. Bourchak. (2017). PE-HD fatigue damage accumulation under variable loading based on various damage models. Express polymer letters, 11, 117-126.
 6. Browell, R. (marzo 29, 2006). The Ansys fatigue module has a wide range of features for performing calculations and presenting analysis results. Agosto 20, 2019, de Ansys, inc Sitio web:
 7. <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/whitepaper/fatigue.pdf>
 8. ASTM, E466. 2015. Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial test of metallic materials.
 9. Askeland, D., Phule, P. (2004). Ciencia de los materiales. México: THOMSON.
 10. Beer, F., Johnston, E., Dewolf, J., Mazarek, D.. (2009). Mecánica de Materiales. México: Mc Graw Hill.
 11. Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.
 12. Theil, N. (2016). Fatigue life prediction method for the practical engineering use taking in account the effect of the overload blocks. ELSEVIER, volumen 90, 24-25.
-

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

13. Schroeter, C. (2013). El fenómeno de la fatiga. La pesadilla de los ingenieros. Octubre 15, 2019, de NOSOLOINGENIERIA Sitio web: <https://nosoloingenieria.com/author/kreisi/>
 14. SKF. (2015). Rodamientos. Septiembre 21, 2019, de Grupo SKF Sitio web: https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf
 15. Garcia, J., Arevalo J. (2013). DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE FATIGA BAJO ESFUERZOS ROTATIVOS DE FLEXIÓN SOBREDOS APOYOS Y EN VOLADIZO. Ingenio, volumen 6, pp.41-43.
 16. Areque, O., Quintana, S. (2018). Diseño de un banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas. Scientia et Technica, volumen 23, 324-328.
 17. Carrizo, C., Bello, C., Giner, C. (2016). MODELADO DE PROBETAS ESTANDARIZADAS PARA ENSAYO DE FATIGA EN ALTAS FRECUENCIAS. Asociación Argentina de Mecánica Computacional, volumen 34, pp.2290-2293.
 18. Laseure, N., Schepens, I., Micone, N., De Waele, W. (2015). Effects of variable amplitude loading on fatigue life. Octubre 01, 2019, de ResearchGate Sitio web: https://www.researchgate.net/publication/292349177_Effects_of_variable_amplitude_loading_on_fatigue_life
 19. Alderliesten, R., Rans, C., Benedictus, R. (2007). Understanding the Fatigue Behavior of FML Structures and Materials under Complex Variable Amplitude Loading. Octubre 11, 2019, de ResearchGate Sitio web: https://www.researchgate.net/publication/228810650_Understanding_the_Fatigue_Behavior_of_FML_Structures_and_Materials_under_Complex_Variable_Amplitude_Loading
 20. Muñoz, N. (2016). ENSAYO DE FATIGA. Octubre 07, 2019, de Universidad Distrital Francisco José de Caldas Sitio web: https://rita.udistrital.edu.co:23604/Documentos/Guias_de_laboratorio/resistencia/GL-RE01.pdf
-

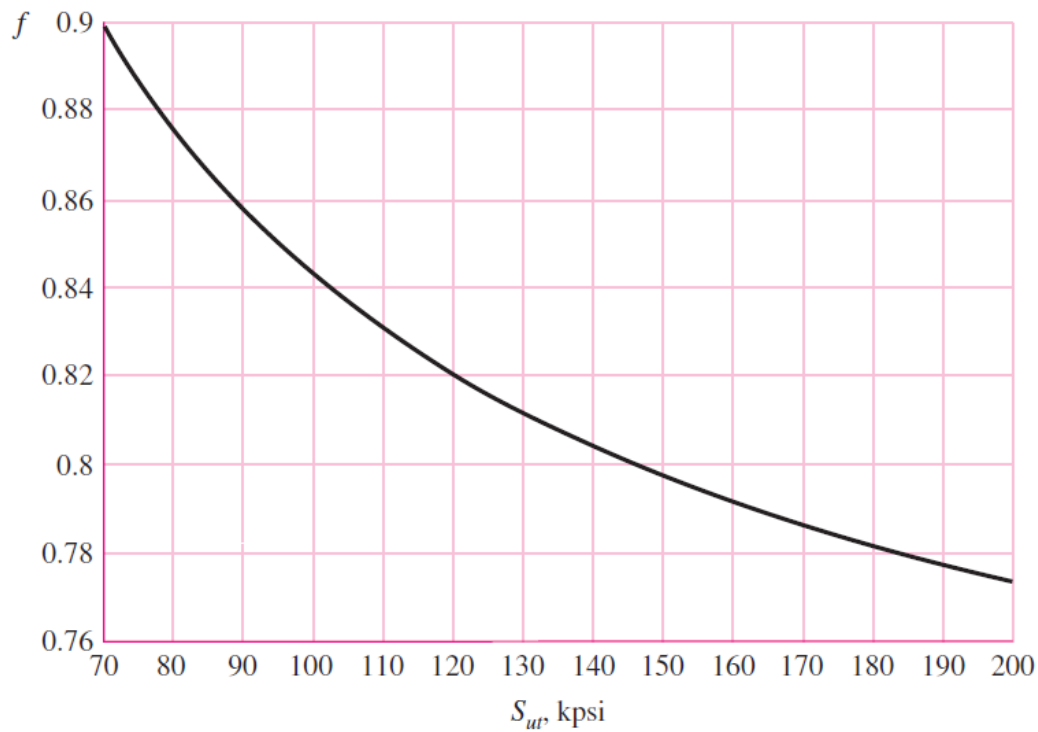


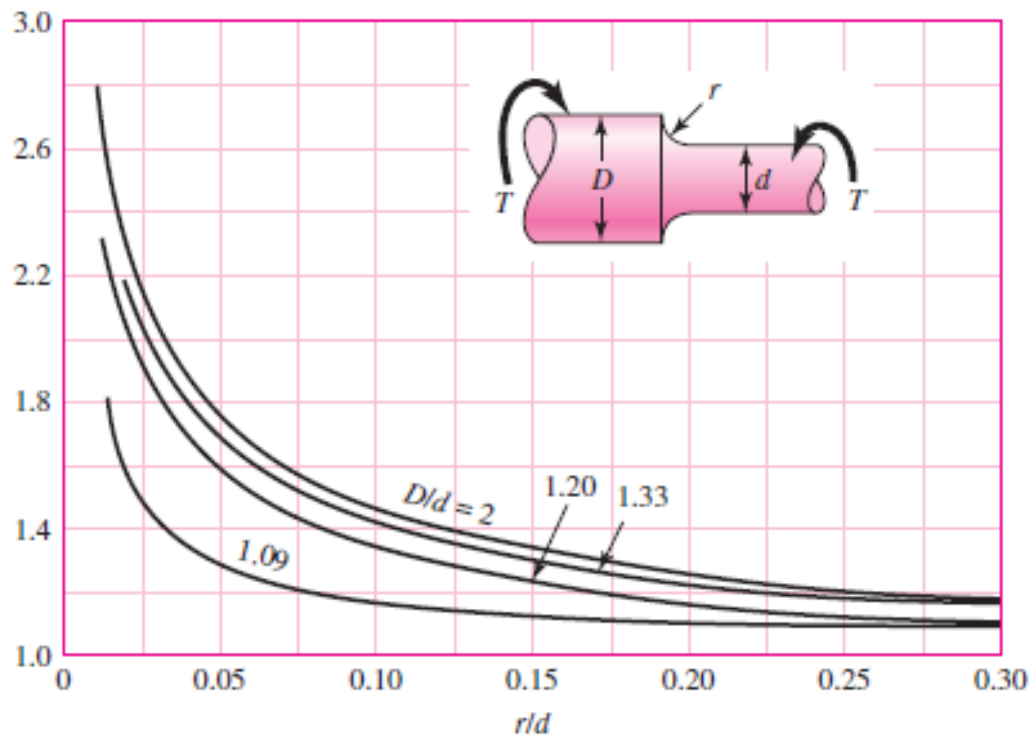
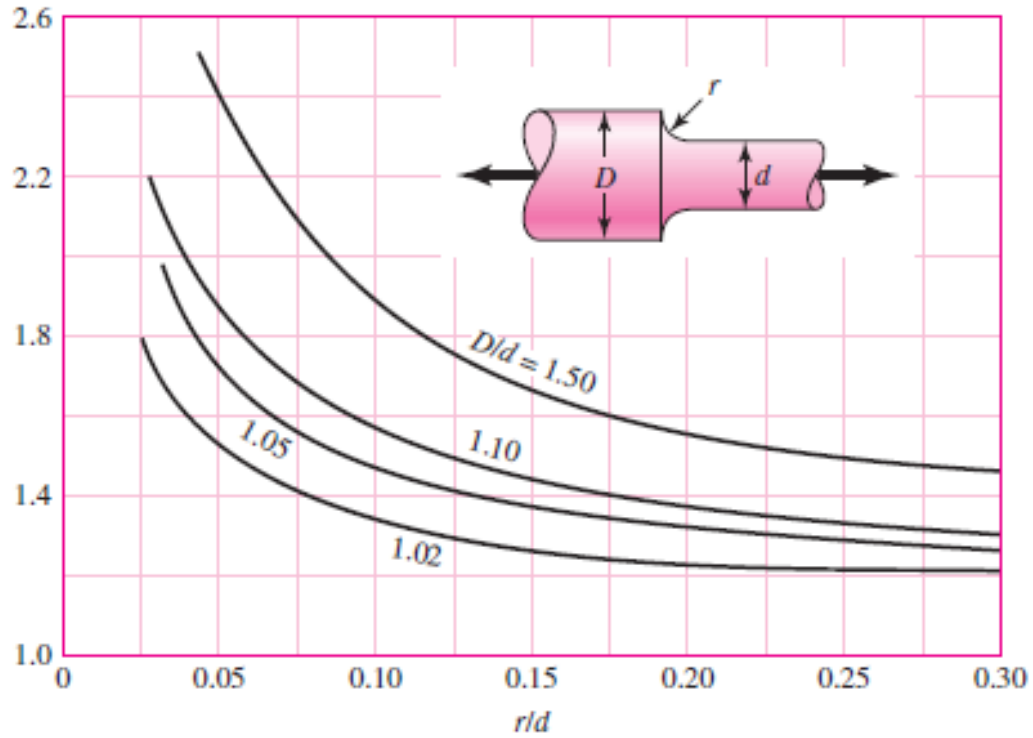
11. ANEXOS

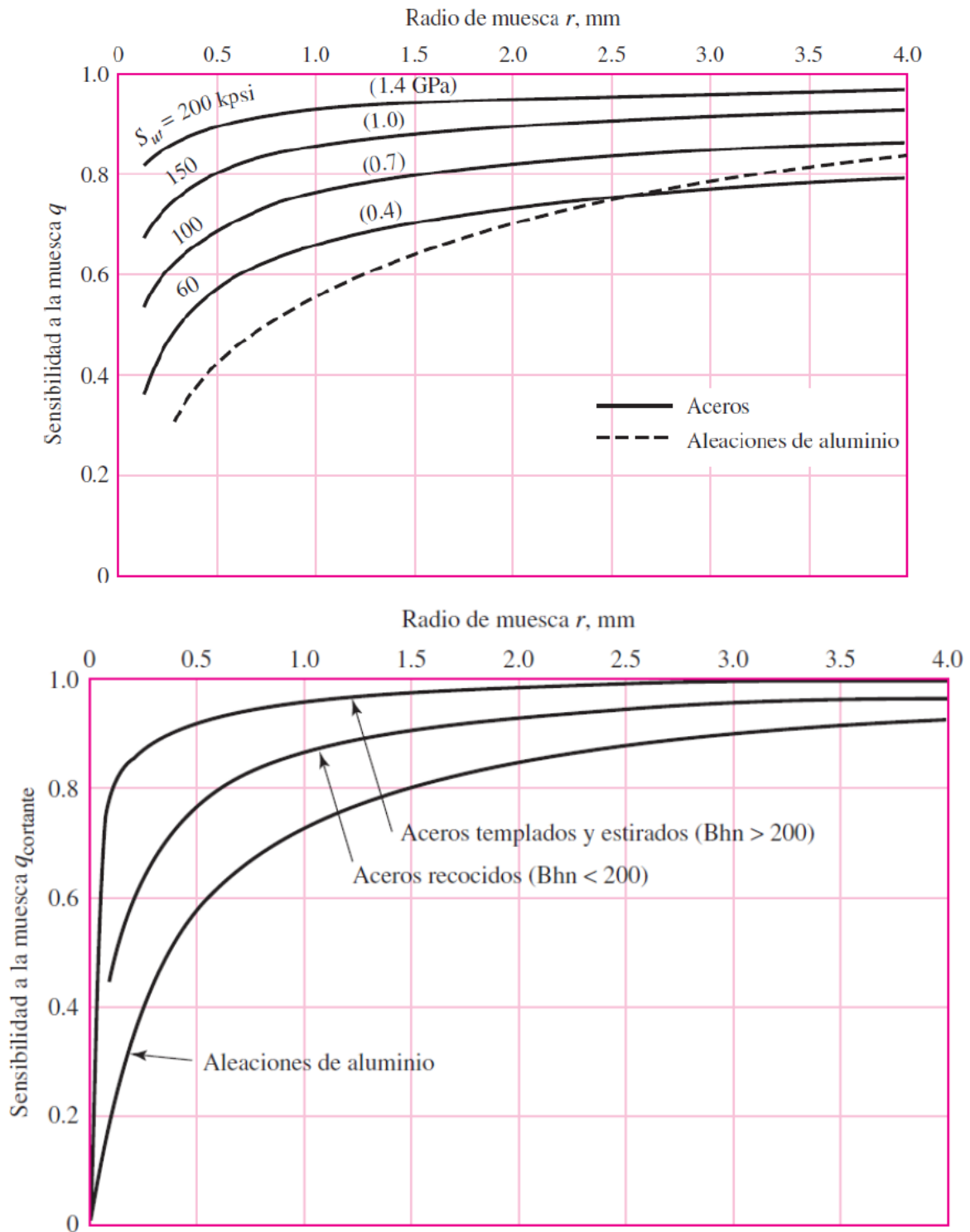
Anexo 1. Propiedades de algunos aceros según fabricantes

Material	Fabricante	Estado del material	S_{ut} (MPa)	S_y (MPa)	% Deformación
AISI 1020	Ferroindustrial	Laminado en caliente	390	304	25
AISI 1045	Ferroindustrial	Normalizado	590	304	18
AISI 4140	Ferroindustrial	Templado y revenido	980	735	14
F-114	EuroAcero	Templado y revenido	717	502	
AISI A36	Ferrasa	Laminado en caliente	453	266	20

Anexo 2. Fracción de la resistencia a la fatiga

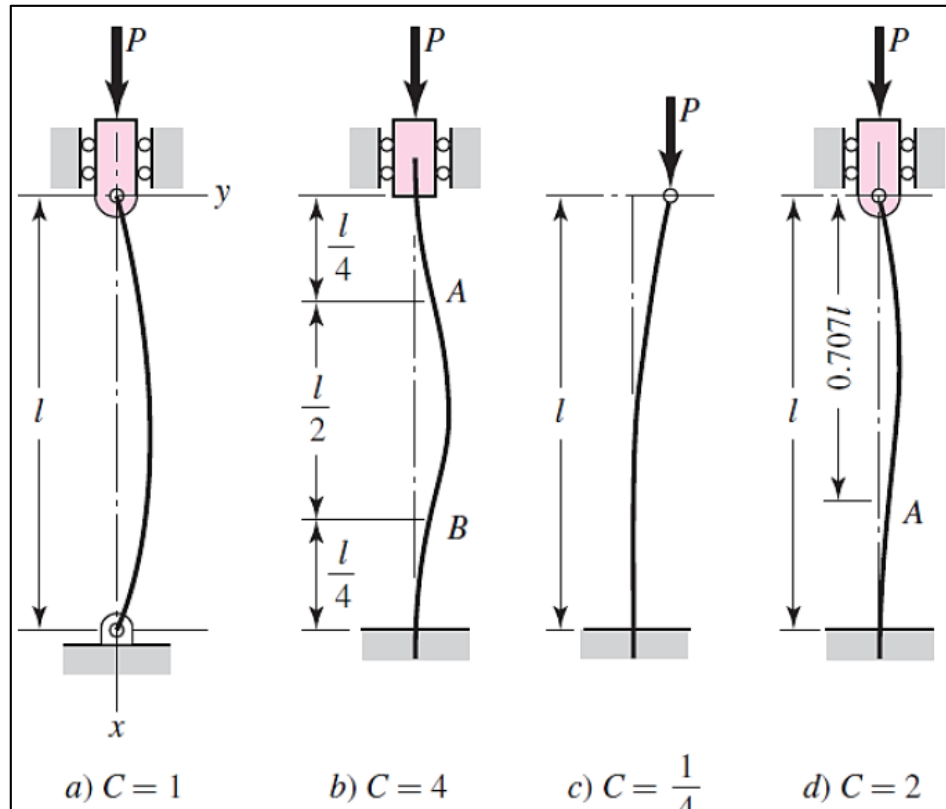


Anexo 3. Diagrama para determinar el factor de concentración de esfuerzos.


Anexo 4. Grafico para estimar el factor de sensibilidad a la muesca (q)


**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Anexo 7. Constante de extremos para el calculo de columnas**Anexo 8.** Coeficientes de fricción de pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

ANEXO 9. Paso preferido para roscas ACME de acuerdo el diametro exterior.

d , pulg	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p , pulg	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

Anexo 10. Coeficientes de fricción de collarin de empuje.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Anexo 11. Materiales para fabricacion de bujes.

	Carga máxima (MPa)	Temp Máx (°C)	Velocidad máx (m/s)	P.V máx (N/m.s)
Bronce fundido	31	163	0.6	1.5E+05
Bronce poroso	31	66	0.6	1.5E+05
Hierro poroso	55	66	0.3	1.5E+05
Fenólicos	41	93	1.1	4.4E+04
Ni16n (nylon)	7	93	0.4	8.8E+03
Teflón	3	260	0.0	2.9E+03
Teflón reforzado	17	260	0.4	2.9E+04
Teflón en tejido	414	260	0.0	7.3E+04
Delrin	7	82	0.4	8.8E+03
Carbono-grafito	4	399	1.1	4.4E+04

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Anexo 12. Especificaciones SAE para algunos pernos de acero.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	



Anexo 13. Norma ASTM E606 -4

 Designation: E 606 – 04^{e1}

Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing¹

This standard is issued under the fixed designation E 606; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (^e) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

^{e1} Note—Section 10 was editorially revised in July 2005.

1. Scope

1.1 This practice covers the determination of fatigue properties of nominally homogeneous materials by the use of test specimens subjected to uniaxial forces. It is intended as a guide for fatigue testing performed in support of such activities as materials research and development, mechanical design, process and quality control, product performance, and failure analysis. While this practice is intended primarily for strain-controlled fatigue testing, some sections may provide useful information for force-controlled or stress-controlled testing.

1.2 The use of this practice is limited to specimens and does not cover testing of full-scale components, structures, or consumer products.

1.3 This practice is applicable to temperatures and strain rates for which the magnitudes of time-dependent inelastic strains are on the same order or less than the magnitudes of time-independent inelastic strains. No restrictions are placed on environmental factors such as temperature, pressure, humidity, medium, and others, provided they are controlled throughout the test, do not cause loss of or change in dimension with time, and are detailed in the data report.

Note 1.—The term *inelastic* is used herein to refer to all nonelastic strains. The term *plastic* is used herein to refer only to the time-independent (that is, noncreep) component of inelastic strain. To truly determine a time-independent strain the force would have to be applied instantaneously, which is not possible. A useful engineering estimate of time-independent strain can be obtained when the strain rate exceeds some value. For example, a strain rate of $1 \times 10^{-3} \text{ sec}^{-1}$ is often used for this purpose. This value should increase with increasing test temperature.

1.4 This practice is restricted to the testing of uniform gage section test specimens subjected to axial forces as shown in Fig. 1(a). Testing is limited to strain-controlled cycling. The practice may be applied to hourglass specimens, see Fig. 1(b), but the user is cautioned about uncertainties in data analysis and interpretation. Testing is done primarily under constant amplitude cycling and may contain interspersed hold times at

repeated intervals. The practice may be adapted to guide testing for more general cases where strain or temperature may vary according to application specific histories. Data analysis may not follow this practice in such cases.

2. Referenced Documents

2.1 *ASTM Standards:*²

- A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products
- E 3 Practice for Preparation of Metallographic Specimens
- E 4 Practices for Force Verification of Testing Machines
- E 8 Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials
- E 9 Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature
- E 83 Practice for Verification and Classification of Extensometer System
- E 111 Test Method for Young's Modulus, Tangent Modulus, and Chord Modulus
- E 112 Test Methods for Determining Average Grain Size
- E 132 Test Method for Poisson's Ratio at Room Temperature
- E 157 Practice for Assigning Crystallographic Phase Designations in Metallic Systems³
- E 177 Practice for Use of the Terms Precision and Bias in ASTM Test Methods
- E 209 Practice for Compression Tests of Metallic Materials at Elevated Temperatures with Conventional or Rapid Heating Rates and Strain Rates
- E 337 Test Method for Measuring Humidity with a Psychrometer (the Measurement of Wet- and Dry-Bulb Temperatures)
- E 384 Test Method for Microindentation Hardness of Materials
- E 399 Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials
- E 466 Practice for Conducting Force Controlled Constant

¹ This practice is under the jurisdiction of ASTM Committee E08 on Fatigue and Fracture and is the direct responsibility of Subcommittee E08.05 on Cyclic Deformation and Fatigue Crack Formation.

Current edition approved July 20, 2005. Published October 2004. Originally approved in 1977. Last previous edition approved in 2004 as E 606 – 92(2004)^{e1}.

² For referenced ASTM standards, visit the ASTM website, www.astm.org, or contact ASTM Customer Service at service@astm.org. For Annual Book of ASTM Standards volume information, refer to the standard's Document Summary page on the ASTM website.

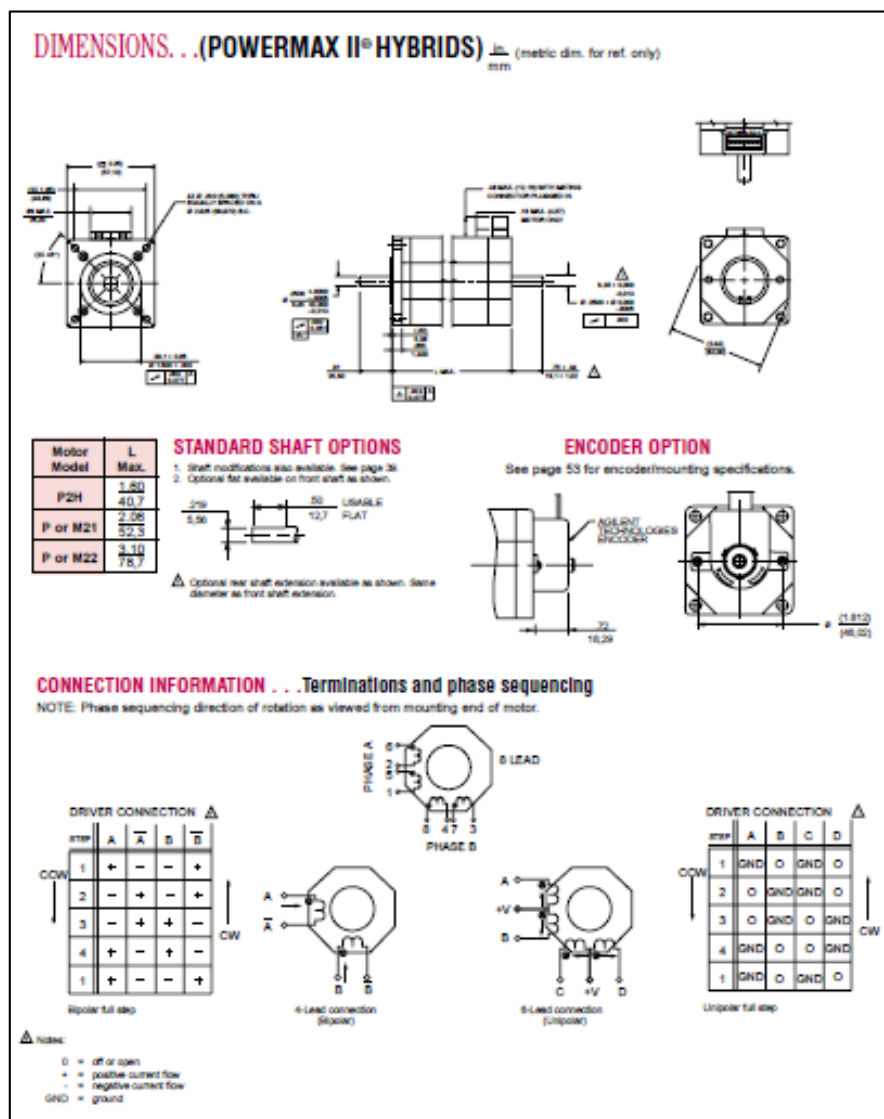
³ Withdrawn.

Copyright © ASTM International, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19380-2959, United States.



DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Anexo 14. Características de motor de paso POWERMAX.



Anexo 15. Características del SMvector – Frequency Inverter

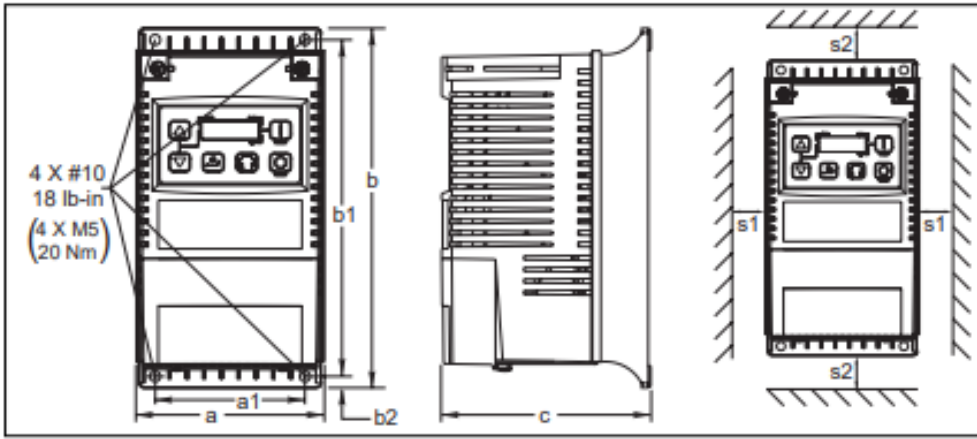


Installation

3 Installation

3.1 Dimensions and Mounting

3.1.1 NEMA 1 (IP 31)



V0102

Type	a in (mm)	a1 in (mm)	b in (mm)	b1 in (mm)	b2 in (mm)	c in (mm)	s1 in (mm)	s2 in (mm)	m lb (kg)
ESV251-----S	3.90	3.10	7.50	7.00	0.25	4.35	0.6	2.0	2.0
ESV371-----S	(99)	(79)	(190)	(178)	(6)	(110)	(15)	(50)	(0.9)
ESV751-----S									
ESV112-----S	3.90	3.10	7.50	7.00	0.25	5.45	0.6	2.0	2.8
ESV152-----S	(99)	(79)	(190)	(178)	(6)	(138)	(15)	(50)	(1.3)
ESV222-----S									
ESV402-----S	3.90	3.10	7.50	7.00	0.25	5.80	0.6	2.0	3.2
	(99)	(79)	(190)	(178)	(6)	(147)	(15)	(50)	(1.5)
ESV552-----S	5.12	4.25	9.83	9.30	0.25	6.30	0.6	2.0	6.0
ESV752-----S	(130)	(108)	(250)	(236)	(6)	(160)	(15)	(50)	(2.0)



Warning!

Drives must not be installed where subjected to adverse environmental conditions such as: combustible, oily, or hazardous vapors or dust; excessive moisture; excessive vibration or excessive temperatures. Contact LanzaAC Tech for more information.

**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Anexo 16. Características del sensor inductivo M12.**Modelos disponibles****Sensores****Modelos de c.c. a 2 hilos, con cable y conector**

Aspecto	Distancia de detección	Configuración de salida	Modo de operación	Modelo
 Protegido	M8 1,5 mm	Polaridad: Sí. Asignaciones de pines: 1-4	NA	E2FM-X1R5D1-M1GJ
	M12 2 mm	Polaridad: Sí. Asignaciones de pines: 1-4		E2FM-X2D1-M1GJ
		Sin polaridad: No. Asignaciones de pines: 3-4		E2FM-X2D1-M1GJ-T
	M18 5 mm	Polaridad: Sí. Asignaciones de pines: 1-4		E2FM-X5D1-M1GJ
		Sin polaridad: No. Asignaciones de pines: 3-4		E2FM-X5D1-M1GJ-T
	M30 10 mm	Polaridad: Sí. Asignaciones de pines: 1-4		E2FM-X10D1-M1GJ
		Sin polaridad: No. Asignaciones de pines: 3-4		E2FM-X10D1-M1GJ-T

Modelos de c.c. a 3 hilos con conector M12

Aspecto	Distancia de detección	Configuración de salida	Modo de operación	Modelo
 Protegido	M8 1,5 mm	c.c. a 3 hilos, PNP	NA	E2FM-X1R5B1-M1
	M12 2 mm			E2FM-X2B1-M1
	M18 5 mm			E2FM-X5B1-M1
	M30 10 mm			E2FM-X10B1-M1



Anexo 17. Características Arduino ATmega2560

Technical Specification

EAGLE files: [arduino-mega2560-reference-design.zip](#) Schematic: [arduino-mega2560-schematic.pdf](#)

Summary

Microcontroller	ATmega2560
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 14 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

the board

The diagram shows the physical layout of the Arduino Mega 2560 board. Key components and their locations are labeled with colored boxes and arrows:

- TX/RX Leds**: Located near the USB interface.
- "Test" Led 13**: Located near the digital pin headers.
- digital pins**: The top row of pins, labeled 0 through 53.
- I2C**: Located near the digital pin headers.
- Power Led**: Located near the digital pin headers.
- USB Interface**: The USB Type-B connector.
- ICSP Header**: The In-Circuit Serial Programming header.
- ATmega 2560**: The main microcontroller chip.
- Reset Button**: The push-button used to reset the microcontroller.
- External Power Supply**: The DC power jack.
- power pins**: The power pins at the bottom, labeled GND, 5V, and 3.3V.
- analog pins**: The analog pins at the bottom, labeled A0 through A15.

Anexo 18. Característica del driver L298N

L298N Dual H-Bridge Motor Driver

This dual bidirectional motor driver, is based on the very popular L298 Dual H-Bridge Motor Driver Integrated Circuit. The circuit will allow you to easily and independently control two motors of up to 2A each in both directions. It is ideal for robotic applications and well suited for connection to a microcontroller requiring just a couple of control lines per motor. It can also be interfaced with simple manual switches, TTL logic gates, relays, etc. This board equipped with power LED indicators, on-board +5V regulator and protection diodes.

**SKU: MDU-1049**

Brief Data:

- Input Voltage: 3.2V~40Vdc.
- Driver: L298N Dual H Bridge DC Motor Driver
- Power Supply: DC 5 V - 35 V
- Peak current: 2 Amp
- Operating current range: 0 ~ 36mA
- Control signal input voltage range :
- Low: $-0.3V \leq V_{in} \leq 1.5V$.
- High: $2.3V \leq V_{in} \leq V_{ss}$.
- Enable signal input voltage range :
 - Low: $-0.3 \leq V_{in} \leq 1.5V$ (control signal is invalid).
 - High: $2.3V \leq V_{in} \leq V_{ss}$ (control signal active).
- Maximum power consumption: 20W (when the temperature $T = 75^{\circ}C$).
- Storage temperature: $-25^{\circ}C \sim +130^{\circ}C$.
- On-board +5V regulated Output supply (supply to controller board i.e. Arduino).
- Size: 3.4cm x 4.3cm x 2.7cm

DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Anexo 19. Características de la celda de carga tipo S.

Manual Celdas de carga tipo S baja capacidad SA-300 LEXUS 234519 Colombia www.vlsindustrial.com

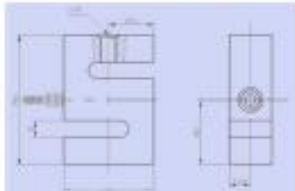
LEXUS
ELECTRONIC WEIGHING

CELDA TIPO "S"
MODELO SA
Ver. 2 (2012/01)



Celda de carga tipo "S" en aleación de acero, IP65, para aplicaciones especiales en tensión o compresión, para básculas flotantes.

DIMENSIONES (mm)



Rated Load (Kg)	50	100	150	200	250	300	500	1000
W	15	15	15	19	19	19	19	38
M	M8	M8	M8	M12	M12	M12	M12	M16

Manual Celdas de carga tipo S baja capacidad SA-300 LEXUS 234519 Colombia www.vlsindustrial.com



DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

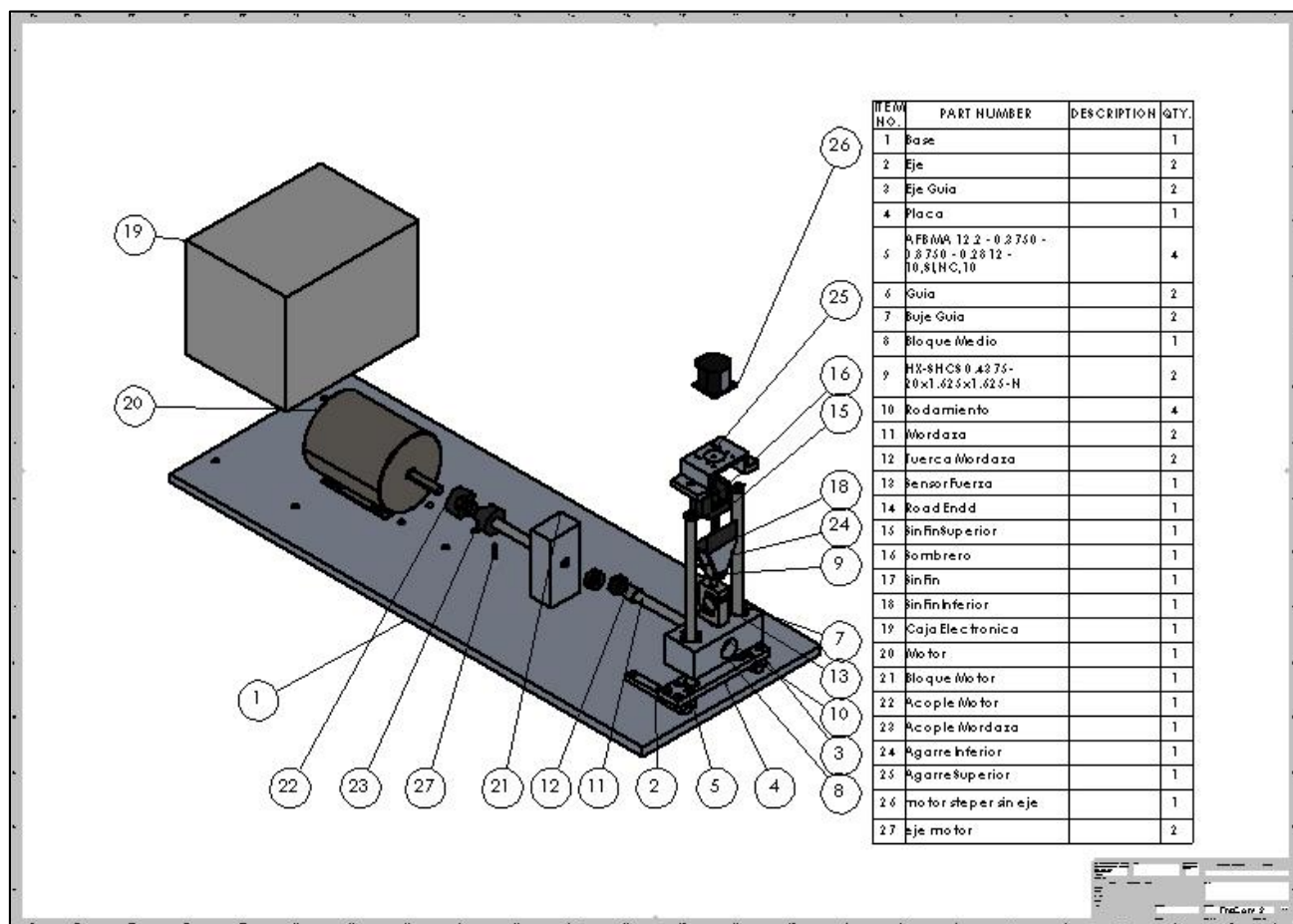
Anexo 21. Diagrama y area de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF

Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF*							
Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE

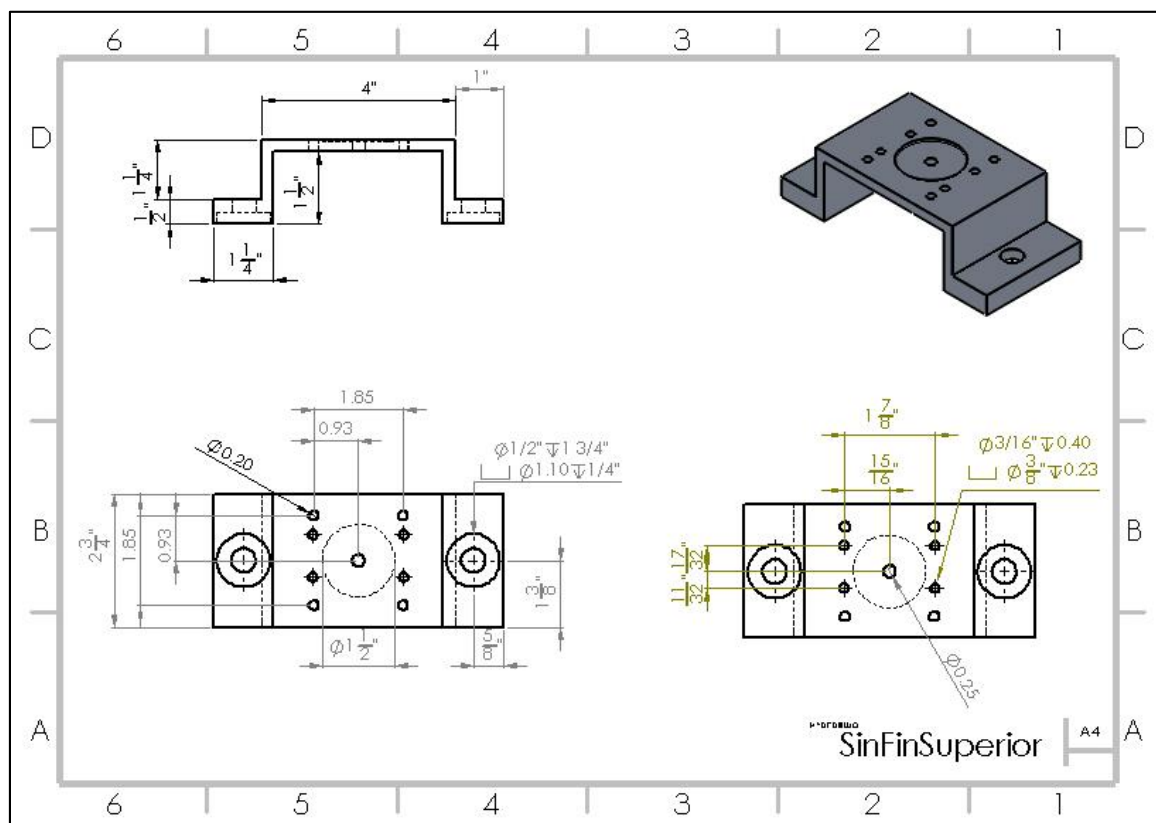
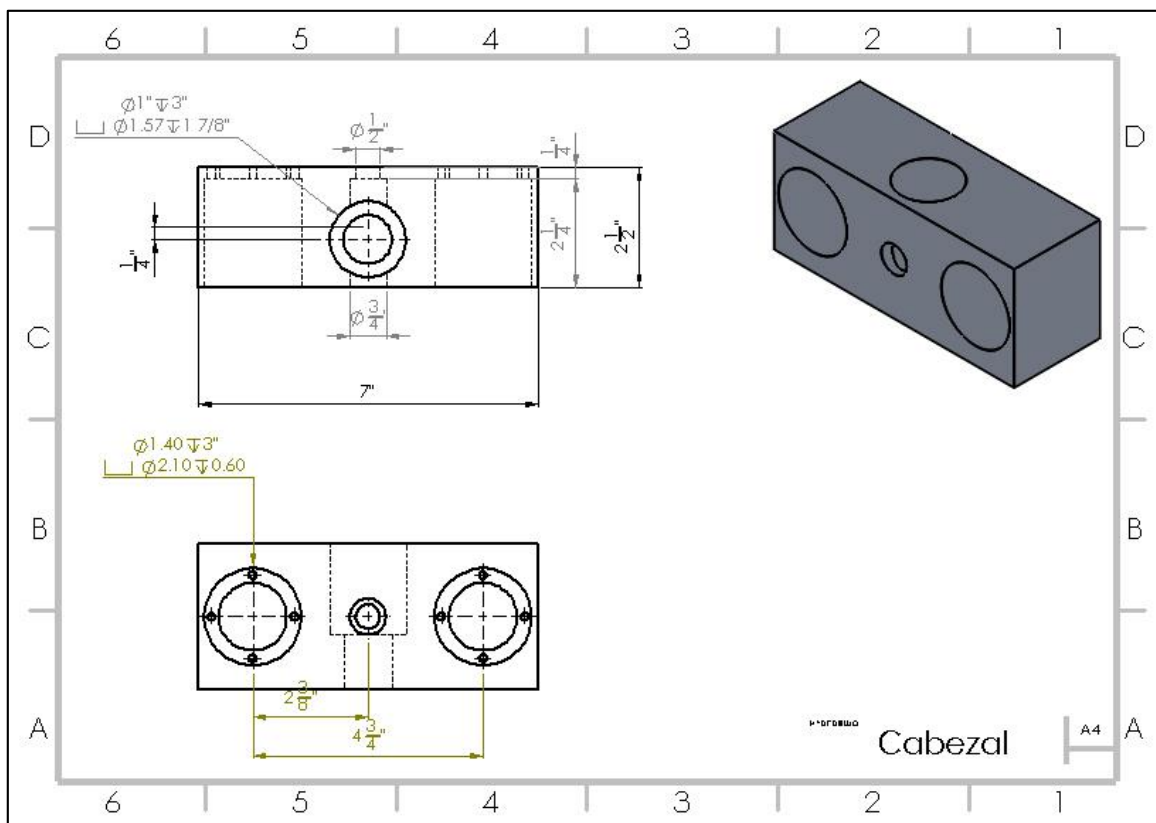
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

Anexo 22. Planos de las piezas maquinas del banco de pruebas



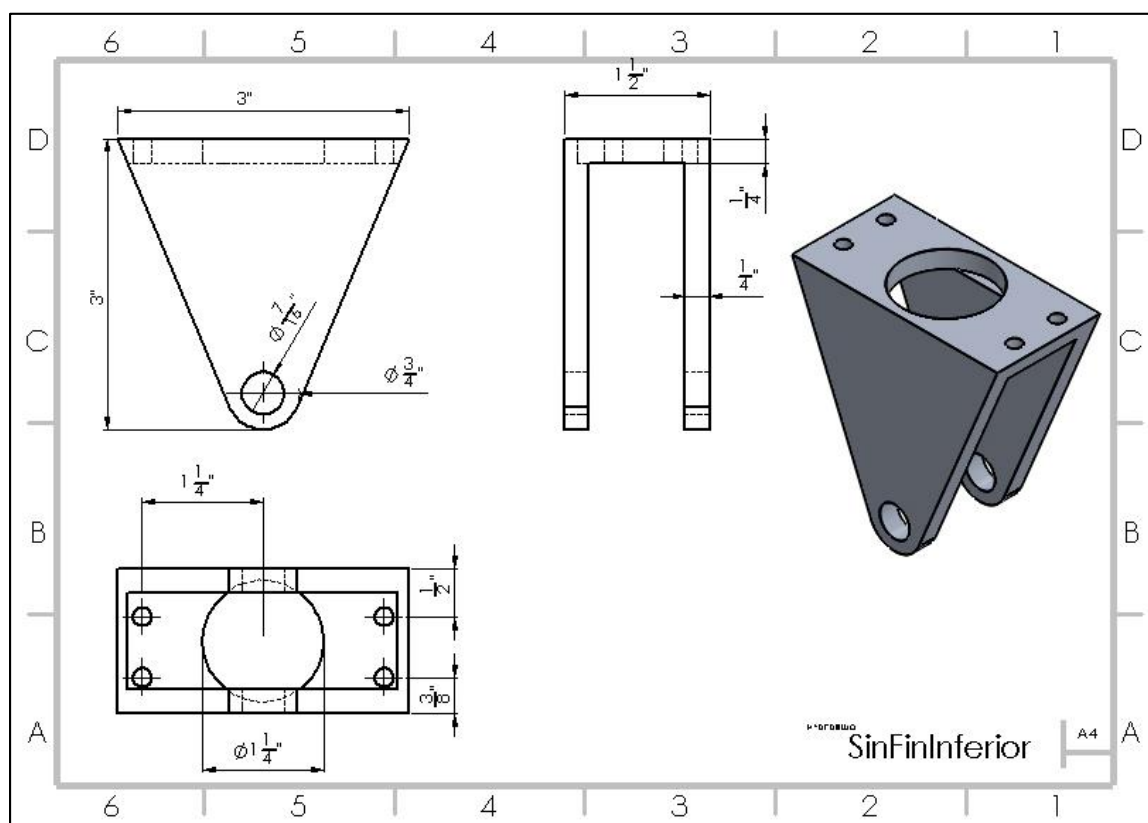
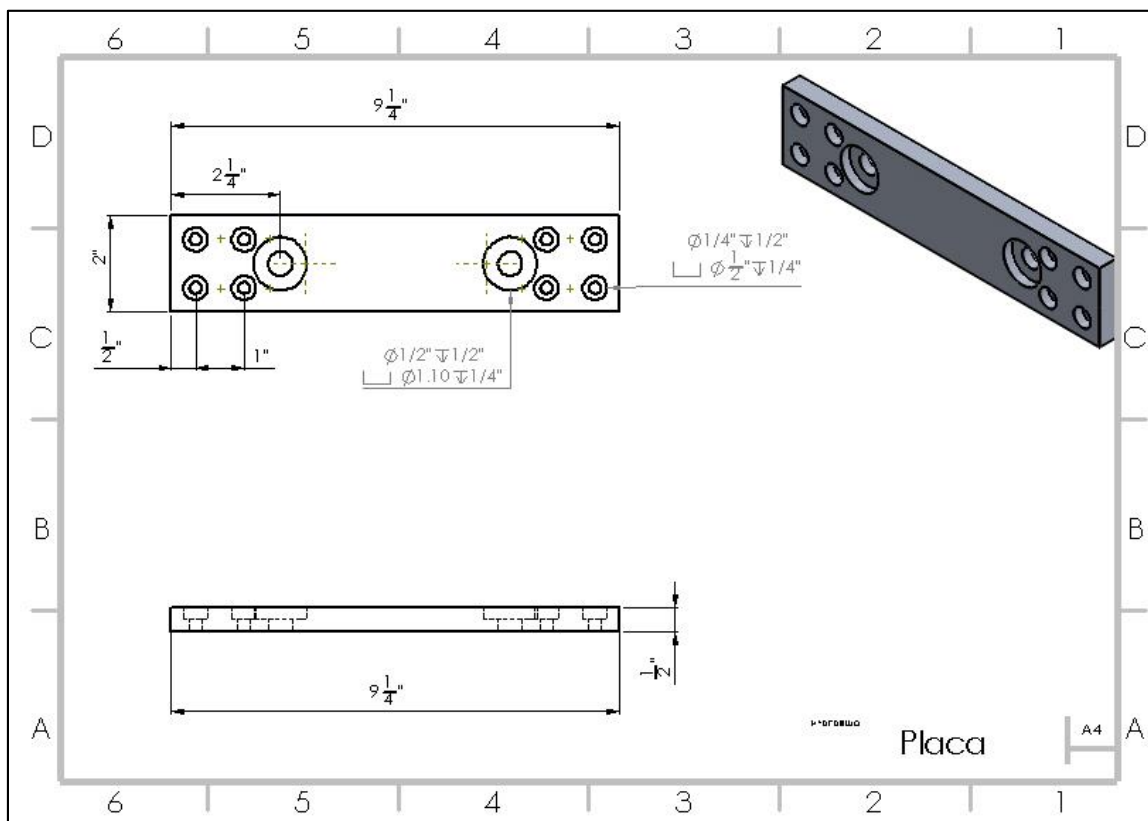
**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL



**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROSPAIAL



**DISEÑO PRELIMINAR DE BANCO DE CARGAS ROTATIVAS A FLEXIÓN CON AMPLITUD VARIABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA - INGENIERÍA AEROESPACIAL

