



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ

**TEMA: DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA
MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN
ROTATIVA**

AUTORES: CHÁVEZ TAPIA HAROLD ALEXIS

COYAGO VARGAS FAUSTO ALEJANDRO

DIRECTOR: DR. FERNANDO RENATO RAMÍREZ PAREDES PHD.

IBARRA 2023

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es "DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA". presentado por el señor: CHAVEZ TAPIA HAROLD ALEXIS con número de cédula 0401585203, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 16 días del mes marzo de 2023.

Atentamente

Atentamente,

Dr. Fernando Ramírez, Ph.D.

Docente-Investigador CIAUT - UTN

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es "DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA". presentado por el señor: COYAGO VARGAS FAUSTO ALEJANDRO con número de cédula 1724848427, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 16 días del mes marzo de 2023.

Atentamente

Atentamente,


Dr. Fernando Ramírez, Ph.D.

Docente-Investigador CIAUT - UTN

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
BIBLIOTECA UNIVERSITARIA
AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN
A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	0401585203		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Chavez Tapia Harold Alexis		
DIRECCIÓN:	El Coca - Orellana		
EMAIL:	hachavezt@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	860-635	TELÉFONO MÓVIL:	0997186994
DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO:	DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA		
AUTOR (ES):	Chavez Tapia Harold Alexis Coyago Vargas Fausto Alejandro		
FECHA:	10/03/2023		
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO			
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ		
ASESOR/DIRECTOR:	DR. FERNANDO RAMÍREZ MSC.		

CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo, sin violar derechos del autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 16 días del mes marzo de 2023.

AUTOR

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Harold Alexis Chávez Tapia', written in a cursive style.

Firma

Harold Alexis Chávez Tapia
C.I 0401585203

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
BIBLIOTECA UNIVERSITARIA
AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN
A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

2. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1724848427		
APELLIDOS Y NOMBRES	Coyago Vargas Fausto Alejandro		
DIRECCIÓN:	Tocachi - Pichincha		
EMAIL:	facoyagov@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0967651236
DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO:	DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA		
AUTOR (ES):	Chavez Tapia Harold Alexis Coyago Vargas Fausto Alejandro		
FECHA:	10/03/2023		
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO			
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ		
ASESOR/DIRECTOR:	DR. FERNANDO RAMÍREZ MSC.		

CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo, sin violar derechos del autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 16 días del mes marzo de 2023.

AUTOR

A handwritten signature in black ink, consisting of stylized initials and a surname, enclosed within a circular scribble.

Firma

Fausto Alejandro Coyago Vargas
C.I 1724848427

DEDICATORIA

El presente trabajo de grado lo dedico principalmente a Dios por ser quien cuida de mí en todo momento, a mis padres Marco Tulio y Carmen Amelia por ser el pilar más fuerte en esta etapa por su entrega y apoyo incondicional. A mi hermano Cristian Shoel por siempre acompañarme en todo, y de manera especial a mi pareja Melany Berennise por brindarme siempre su apoyo moral sin escatimar, por último, a mi familia de tíos y Abuela Eulogia que me han apoyado desde el primer momento y nunca dejaron de creer en mí.

Harold Chávez

Dedico el presente trabajo de investigación principalmente a mis padres Fausto Coyago y Lorena Vargas, por ser constantes con su esfuerzo y apoyo a mi educación, por darme consejos de vida, y no rendirse conmigo, siendo así la inspiración suficiente, para culminar este proceso educativo tan anhelado y deseado en la vida profesional.

A mi hermano Pedro José Coyago y resto de familiares, por su presencia e interés en todos los años de estudio que se pasó, y en especial por su presencia en cada etapa de vida.

A todas las personas que me han apoyado, o se han interesado en mi educación a lo largo de mi vida.

Alejandro Coyago

AGRADECIMIENTO

La más sincera gratitud a la Universidad Técnica del Norte, en especial a la Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, a sus docentes por brindarnos el conocimiento y la preparación necesaria para obtener una profesión y ser personas que construyan una sociedad mejor.

El agradecimiento al Dr. Fernando Ramírez por brindarme amistad y acudir a su experiencia como tutor en el trayecto a desarrollar el proyecto investigativo. De igual forma quiero agradecer a mi amigo y compañero Alejandro Coyago, que supo estar ahí para la elaboración conjunta de este proyecto de titulación.

Harold Chávez

Al culminar el presente trabajo, quiero hacer uso de este espacio, para agradecer a mis padres, por ser el soporte de mi educación, conjunto al brindarme su amor y paciencia para culminar esta fase de mi vida, de igual manera gracias a mi hermano y demás familiares por siempre estar conmigo, y poner sus mejores deseos en mí y en mi vida profesional.

También agradezco a colegas, amigos, y a aquellas personas que fueron o siguen siendo importantes en mi vida, pues supieron ver las fortalezas que poseo sin importarles mis debilidades.

Ya por último agradezco a los docentes profesores responsables de mi educación en, Escuela Manuel Villavicencio en Tocachi, Colegio de Bachillerato Nacional Tabacundo, y Universidad Técnica del Norte, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz.

Especial agradecimiento al Dr. Fernando Ramírez MSC. por hacer posible la realización del presente trabajo, siendo su persona la responsable de nuestra tutela y la excelente coordinación.

Alejandro Coyago

ÍNDICE DE CONTENIDO

	PÁGINA
ÍNDICE DE CONTENIDO	i
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
INTRODUCCIÓN	xiv
1. REVISIÓN BIBLIOGRAFICA	1
1.1 Objetivos	1
1.1.1 Objetivo general	1
1.1.2 Objetivos específicos	1
1.2 Justificación	1
1.3 Alcance	2
1.4 Antecedentes	3
1.4.1 Antecedentes históricos	3
1.4.2 Antecedentes científicos	3
1.4.3 Antecedentes prácticos	4
1.5 Ensayo de materiales	4
1.5.1 Ensayos destructivos	5
1.5.2 Ensayos no destructivos	5
1.6 Fatiga de materiales	5
1.7 Máquina para ensayos de fatiga	7
1.8 Máquina por flexión rotativa	8
1.8.1 Máquinas de viga rotativa en voladizo	9
1.8.2 Máquina de viga rotativa con soportes	10
1.9 Partes de una máquina de ensayo por flexión rotativa	10
1.9.1 Motor eléctrico	12
1.9.2 Acople flexible	12
1.9.3 Apoyo fijo	12
1.9.4 Mecanismo de sujeción de la probeta	12
1.9.5 Probeta	12
1.9.6 Bancada porta carga	13
1.9.7 Tornillo porta carga	13
1.9.8 Apoyo móvil	13
1.9.9 Contador de revoluciones	13
1.9.10 Carga	13
1.9.11 Estructura metálica o mesa	13
1.10 Probeta para el ensayo de fatiga	14
1.11 Etapas de evolución de fenómeno de la fatiga	14

1.11.1 Estado i: Iniciación de la grieta	14
1.11.2 Estado ii: Propagación de la grieta	15
1.11.3 Estado iii: Rotura	16
1.12 Regímenes de fatiga	19
1.13 Diagrama S-N	19
1.14 Diseño mecánico	20
2. MATERIALES Y METODOS	22
2.1 Tipo de investigación	22
2.1.1 Investigación de campo	22
2.1.2 Investigación exploratoria	22
2.1.3 Investigación descriptiva	23
2.2 Métodos de investigación	23
2.2.1 Método analítico	23
2.2.2 Método inductivo	24
2.2.3 Método deductivo	24
2.3 Análisis a la resistencia a la fatiga	25
2.3.1 Límite de resistencia a la fatiga	25
2.3.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	26
2.3.2.1 Factor de modificación de la condición superficial (Ka)	28
2.3.2.2 Factor de tamaño (Kb)	28
2.3.2.3 Factor de confiabilidad (Kc)	29
2.3.2.4 Factor de temperatura (Kd)	30
2.3.2.5 Factor de efectos diversos (Ke)	30
2.3.2.6 Factor de concentración de tensiones (Kf)	30
2.4 Diseño de la investigación	32
2.4.1 Diseño experimental	32
2.5 Equipos y materiales	32
2.6 Herramientas digitales	33
2.7 Elementos del sistema de control eléctrico	34
2.8 Métodos de evaluación de soluciones	34
2.9 Método ordinal corregido de criterios ponderados	35
2.10 Planteamiento de alternativas	36
2.10.1 Alternativa 1 (sistema de brazo-balanza)	36
2.10.2 Alternativa 2 (sistema sujeción con soportes)	37
2.10.3 Alternativa 3 (sistema en voladizo)	39
2.11 Selección de alternativa	40
2.11.1 Método ordinal corregido a criterios	40

2.12 Selección de maquina a diseñar	43
2.13 Alternativa seleccionada	44
2.14 Construcción de la parte mecánica	44
2.15 Análisis financiero	46
2.15.1 Costo de equipos y materiales	46
2.15.2 Costos varios y adicionales	47
2.15.3 Costo total del proyecto	47
2.16 Rentabilidad del proyecto	48
2.16.1 Cálculo de la rentabilidad aplicado a la máquina para ensayos de fatiga	48
2.17 Flujogramas de la línea de producción de los componentes mecánicos	49
2.17.1 Proceso de manufactura de eje motriz	49
2.17.1 Proceso de manufactura de eje conducido	50
2.17.1 Proceso de manufactura de chaveta	51
2.17.1 Proceso de manufactura de placa de soporte	52
2.17.1 Proceso de manufactura de placa de fuerza	53
2.17.1 Proceso de manufactura de placa del motor	54
2.17.1 Proceso de manufactura de marcos rígidos	55
2.17.1 Proceso de manufactura de vigas longitudinales	56
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	58
3.1 Diseño de elementos mecánicos para la máquina de ensayo por flexión rotativa	58
3.1.1 Cálculo y dimensionamiento de ejes de transmisión	58
3.1.2 Cálculo de ejes para cargas estáticas	58
3.1.3 Cálculo de ejes para cargas dinámicas	66
3.1.3.1 Límite de resistencia (S_e)	69
3.1.4 Cálculo de chumaceras	71
3.1.5 Cálculo de potencia del motor	75
3.1.6 Cálculo de la chaveta para la transmisión de potencia	77
3.1.7 Selección del acople flexible	82
3.1.8 Diseño de barra de carga	83
3.1.9 Diseño de placas	87
3.1.10 Diseño de la placa de fuerza	88
3.1.11 Diseño de placa de soporte	97
3.1.12 Estructura metálica	104
3.1.12.1 Vigas	104
3.1.12.2 Diseño de marco rígido	105
3.1.12.3 Diseño por estabilidad	114
3.1.12.4 Diseño por resistencia a flexión	118

3.2 Diseño mecánico mediante software CAD	124
3.3 Simulación de análisis estático mediante software CAE	124
3.3.1 Calidad de la malla	124
3.3.2 Análisis estructural - tensión equivalente	127
3.3.3 Análisis estructural - deformación total	128
3.3.4 Factor de seguridad	129
3.4 Resultados de construcción	130
3.4.1 Etapa final de ensamble	130
3.5 Resultados de ensayos	131
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	142
4.1 Conclusiones	142
4.2 Recomendaciones	145
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	146
ANEXOS	151

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM.		PÁGINA
2.1	Parámetros en condición superficial de Marín	28
2.2	Factor de confiabilidad K_c correspondiente a una desviación estándar del 8% del límite de fatiga	29
2.3	Equipos y materiales	32
2.4	Elementos del sistema de control	34
2.5	Evaluación del peso específico de cada uno de los criterios establecidos	41
2.6	Evaluación del criterio específico: Diseño	41
2.7	Evaluación del criterio específico: Ergonomía	42
2.8	Evaluación del criterio específico: Costo	42
2.9	Evaluación del criterio específico: Operación	42
2.10	Evaluación del criterio específico: Mantenimiento	43
2.11	Tabla de conclusiones	43
2.12	Elementos que conforman parte de la máquina	44
2.13	Herramientas útiles en la fabricación de componentes	45
2.14	Herramientas necesarias para el maquinado de piezas.	45
2.15	Costo de equipos y materiales	47
2.16	Costos varios y adicionales	47
2.17	Costo total del proyecto	48
3.1	Propiedades mecánicas del acero AISI 1045	58
3.2	Horas de servicio dependiendo del tipo de maquinaria	71
3.3	Dimensiones del rodamiento (mm)	75
3.4	Coeficientes de fricción en rodamiento	76
3.5	Dimensiones de chavetas rectangulares	80
3.6	Propiedades del Acero AISI 1045	80
3.7	Propiedades mecánicas del Acero A-36	84
3.8	Peso de los componentes, sobre estructura	108
3.9	Especificaciones del tubo estructural mecánico cuadrado	115
3.10	Datos contantes en las simulaciones	126
3.11	Resultados de ensayos	131

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURAS NÚM.	PÁGINA
I. Aumento del índice de investigaciones relacionadas a la fatiga de materiales por año	xiv
1.1 Representación de la superficie de fractura de un material sometido a fatiga	6
1.2 Máquina de Moore	9
1.3 Máquina de flexión rotativa en voladizo	9
1.4 Máquina con soportes	10
1.5 Máquina de fatiga por flexión rotativa	11
1.6 Probeta con dimensionamiento en (mm) según normativa ASTM E-466	14
1.7 Esquema de superficies de fractura por fatiga, con secciones transversales rectangulares y redondas, bajo carga de flexión rotativa, a diferentes niveles de esfuerzo nominal	15
1.8 Etapas de progresión de la grieta	16
1.9 Fases de un fallo por fatiga	16
1.10 Fase I: Iniciación de la grieta	17
1.11 Fase II: Propagación de la grieta	18
1.12 Fase III: Rotura	18
1.13 Curva S-N	19
1.14 Diagrama de flujo de diseño mecánico	21
2.1 Relaciones de resistencia a la fatiga respecto a la resistencia estática a la rotura	25
2.2 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado	31
2.3 Sistema de brazo balanza	37
2.4 Máquina con soportes y contador de revoluciones	38
2.5 Máquina de flexión rotativa en voladizo	39
2.6 Máquina de fatiga por flexión rotativa	44
2.7 Flujograma de manufactura de eje motriz	50
2.8 Eje motriz	51
2.9 Flujograma de manufactura de eje conducido	52
2.10 Eje conducido	53
2.11 Flujograma de manufactura de chaveta	54
2.12 Chaveta	55
2.13 Flujograma de manufactura de placa de soporte	56
2.14 Placa de soporte	57
2.15 Flujograma de manufactura de placa de fuerza	50
2.16 Placa de fuerza	51
2.17 Flujograma de manufactura de placa del motor	52
2.18 Placa del motor	53
2.19 Flujograma de manufactura de marcos rígidos	54
2.20 Marcos rígidos	55
2.21 Flujograma de manufactura de vigas longitudinales	56
2.22 Vigas longitudinales	57
3.1 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de una viga simétrica	59
3.2 Diagrama del cuerpo libre de ejes motriz y conducido	60
3.3 Esfuerzo cortante $V(AB)$	62
3.4 Esfuerzo cortante $V(BC)$	62

3.5	Esfuerzo cortante V (CD)	63
3.6	Diagrama de fuerzas cortantes	64
3.7	Diagrama de momento flector del sistema	64
3.8	Dimensiones del rodamiento tipo Y	74
3.9	Fuerzas aplicadas sobre la cuña	78
3.10	Dimensión de la chaveta	78
3.11	Repartición de fuerzas	80
3.12	Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga	84
3.13	Diagrama de cargas en la placa de fuerza	88
3.14	Sección transversal de la placa de fuerza	90
3.15	Placa de fuerza	92
3.16	Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza	94
3.17	Diagrama de las fuerzas cortantes existentes	95
3.18	Diagrama del momento flector máximo	96
3.19	Dimensiones de la placa de soporte principal	98
3.20	Placa de soporte	99
3.21	Diagrama de fuerzas cortantes	102
3.22	Diagrama de momento flector máximo	103
3.23	Dimensiones de estructura metálica	105
3.24	Diagrama de flujo de procesos de fabricación	106
3.25	Placa de soporte de motor eléctrico	107
3.26	Diagrama de cuerpo libre del marco rígido	109
3.27	Representación de cargas en el tramo AB	110
3.28	Representación de cargas en el tramo BC	111
3.29	Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el marco rígido	114
3.30	Diagrama de tubo cuadrado estructural	117
3.31	Viga longitudinal representada en un diagrama de cuerpo libre	119
3.32	Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga longitudinal	122
3.33	Dirección de ubicación de la viga longitudinal	123
3.34	Modelado de la máquina	124
3.35	Mallado de máquina	125
3.36	Espectro de métricas de malla: Oblicuidad	125
3.37	Mala oblicuidad de malla	125
3.38	Buena Oblicuidad de malla	126
3.39	Simulación de tensión equivalente en el cuerpo de la máquina (Vista general)	127
3.40	Simulación de tensión equivalente en el cuerpo de la máquina (Zoom en probeta)	128
3.41	Simulación de deformación total en el cuerpo de la máquina (Vista general)	128
3.42	Simulación de factor de seguridad en el cuerpo de la máquina (Vista general)	129
3.43	Simulación de factor de seguridad en el cuerpo de la máquina (Zoom en probeta)	130
3.44	Presentación Final de la Máquina	131
3.45	Comparación de puntos de los ciclos teóricos y reales del límite a la resistencia del acero 1018 a cargas diferentes	135
3.46	Comparación de puntos de los ciclos teóricos y reales del límite a la resistencia del acero 4340	138
3.47	Comparación de puntos de los ciclos teóricos y reales del límite a la resistencia del acero 4140	141

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIONES NÚM.		PÁGINA
2.1	Límite de resistencia a la fatiga	26
2.2	Ecuación de Marin	27
2.3	Factor de modificación de condición superficial (Ka)	28
2.4	Factor de tamaño (Kb)	28
2.5	Conjunto de posibles resultados de flexión y torsión iguales a 1 en el factor de tamaño (Kb)	28
2.6	Factor de tamaño (Kb) con resultado de flexión y torsión ya electo	29
2.7	Factor de confiabilidad (Kc)	29
2.8	Factor de Temperatura (Kd)	30
2.9	Factores de efectos diversos (Ke)	30
2.10	Factor de concentración de tensiones (Kf)	31
2.11	Factor de Sensibilidad	31
3.1	Momento flector de viga simétrica (1° expresión)	59
3.2	Momento flector de viga simétrica (2° expresión)	59
3.3	Momento flector de viga simétrica (3° expresión)	59
3.4	Momento flector de viga simétrica (4° expresión)	59
3.5	Momento flector de viga simétrica por asimetría	60
3.6	Sumatoria de Momentos (1° expresión)	60
3.7	Sumatoria de Momentos (2° expresión)	60
3.8	Cálculo que se aplica en cargas por simetría	61
3.9	Cálculo de momento flector por áreas	61
3.10	Diámetro de eje sometido a cargas estáticas	65
3.11	Factor de seguridad en barra con carga estática	65
3.12	Cálculo para ejes con carga dinámica	66
3.13	Momento de flexión alternante	66
3.14	Diámetro de eje que está expuesto a carga dinámica	66
3.15	Hora de servicio de rodamiento	72
3.16	Capacidad de rodamiento	72
3.17	Momento de torsión	75
3.18	Cálculo de potencia de motor	76
3.19	Falla por corte	79
3.20	Longitud de chaveta	79
3.21	Falla por compresión	79
3.22	Longitud de chaveta (Falla por compresión)	79
3.23	Selección de acople flexible	82
3.24	Coefficiente en función de las irregularidades	82
3.25	Par de torsión nominal efectiva	82
3.26	Ecuación que interpreta a la figura (3.12)	85
3.27	Área transversal de varilla	85
3.28	Esfuerzo de tracción	85
3.29	Esfuerzo para barras de carga	86
3.30	Cálculo para la energía de distorsión en barras de carga	86
3.31	Diámetro para barras de carga	86
3.32	Cálculo para peso de elementos en máquina de ensayo	87

3.33	Cálculo para peso de placas	87
3.34	Cálculo de masa para placas	87
3.35	Cálculo de peso en ejes	88
3.36	Cálculo de masa para ejes	88
3.37	Fuerzas que actúan sobre la placa	89
3.38	Cálculo para momentos de fuerza	89
3.39	Esfuerzo cortante sobre placa	89
3.40	Esfuerzo admisible que actúa en placas	89
3.41	Espesor entre la capa neutra y superficie	90
3.42	Momento de inercia	90
3.43	Esfuerzo cortante	90
3.44	Teorema de energía de distorsión en placas	91
3.45	Cálculo para producir teoremas del espesor y factor de seguridad en placas	91
3.46	Espesor de placa	91
3.47	Factor de seguridad de placa	92
3.48	Cálculo para diseño por estabilidad	114
3.49	Esfuerzo de compresión admisible	114
3.50	Índice de trabajo de la columna	115
3.51	Cálculo para diseño por resistencia a flexión	118
3.52	Módulo de sección en flexión	118
3.53	Cálculo para aplicación de Von mises	118
3.54	Teorema para la energía de distorsión en diseño por resistencia flexión	118
3.55	Módulo de sección corregido	118
3.56	Esfuerzo para sección	119
3.57	Módulo para sección en flexión	119
3.58	Esfuerzo resultante por ciclos giratorios	131
3.59	Ecuación para el factor (a) en el esfuerzo resultante por ciclos	132
3.60	Ecuación para el factor (b) en el esfuerzo resultante por ciclos	132
3.61	Ecuación para la resistencia a la tracción máxima de un material procesado	132

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXOS NÚM.		PÁGINA
1.	Propiedades mecánicas de materiales usados en la construcción de la máquina	152
2.	Propiedades mecánicas de materiales para manufactura de probetas	153
3.	Planos para manufactura de probetas	154
4.	Ensayo de fatiga en probetas de diferente material	155
5.	Probetas de diferente material después de ensayos	156
6.	Tablas y gráficos usados en las ecuaciones de Marín por cada de probeta ensayada	158
7.	Entrega de máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa funcional	160

GLOSARIO DE TÉRMINOS

CAD: El término CAD que se traduce como Diseño Asistido por Computador (DAC), o Diseño Asistido por Ordenador (DAO).

CAE: La ingeniería asistida por ordenador (CAE) consiste en el uso de software para simular el rendimiento con el objetivo de mejorar los diseños.

SKEWNESS: Herramienta con base en Asimetría, usada para mejorar la oblicuidad de la malla en el proceso de preparación para la simulación.

CNC: Herramienta que está montada en una máquina que permite controlar en todo momento la posición de un elemento físico, con el objetivo de cumplir un programa de ordenes establecidas.

PLAYAS DE ROTURA: Niveles de progresión de grieta en una probeta de ensayo, dependiendo de las condiciones de ensayo preestablecidas.

RESUMEN

El proyecto de investigación se fundamenta en el diseño de una máquina de ensayo de fatiga por flexión rotativa, para la carrera de Ingeniería Automotriz (CIAUT) de la facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas (FICA), empeñándose en combinar la teoría con la práctica. En la actualidad la (CIAUT), no se beneficia de las utilidades de este tipo de máquinas, que permita al alumno desarrollar experimentos, utilizando los conceptos de clase. Para entrar a este campo de investigación, primero se recopila datos informativos suficientes y congruentes, con el fin de trazar un objetivo a la maquina ideal que se quiere construir. Se debe tomar a consideración algunos aspectos claves y de prioridad, que garantice que el respectivo proyecto a ejecutarse sea viable y sustentable en el medio en el cual se va a desempeñar. Los criterios de evaluación serán quien dirijan la pauta del progreso continuo del proyecto, con el fin de presentar una línea de ruta en la cual establezca los parámetros de avance de manera ordenada. La máquina para realizar ensayos de fatiga por flexión rotativa, se diseñó, simulo y construyó en el presente proyecto de titulación. Para el diseño de la máquina se selecciona toda la información ingenieril y técnica pertinente con respecto a equipos similares existentes en la actualidad, en el transcurso del desarrollo se realizarán cálculos de cada uno de los elementos fundamentales, que constituyen partes de la máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa; los elementos que conforman la parte mecánica fueron diseñados conjunto a su estudio de análisis estático estructural, por medio de una simulación, siendo aporte para la selección de material, según las especificaciones técnicas requeridas, en función del tipo, marca, modelo y propiedades mecánicas adecuadas para la máquina. En consecuencia, del proceso y en la etapa de construcción completa en su totalidad, se da inicio con las pruebas pertinentes de ensayos, generando resultados favorables y demostrando que la máquina cumple con los objetivos y parámetros establecidos.

ABSTRACT

This project is based on the design of a rotational bending fatigue test machine, for the career of Automotive Engineering (CIAUT) of the Faculty of Engineering in Applied Sciences (FICA), striving to combine theory with practice. At present the (CIAUT) does not benefit from the utilities of this type of machines, which allows the student to develop experiments, using class concepts. In order to enter this field of research, sufficient and consistent information is collected first, in order to trace a goal to the ideal machine to be built. Some key and priority aspects must be taken into consideration to ensure that the respective project to be executed is viable and sustainable in the environment in which it is to be performed. The evaluation criteria will guide the continuous progress of the project, in order to present a route line in which to establish the parameters of progress in an orderly manner. The machine for performing rotational bending fatigue tests was designed, simulated and built in the present titration project. For the design of the machine, all the relevant engineering and technical information regarding similar equipment is selected, during the course of development, calculations shall be made of each of the fundamental elements, which constitute parts of the rotational bending fatigue test machine; the elements that make up the mechanical part were designed together with their study of structural static analysis, by means of a simulation, being input for the selection of material, according to the technical specifications required, depending on the type, brand, suitable mechanical model and properties for the machine. Therefore, the process and the whole construction phase starts with the relevant tests, generating favourable results and demonstrating that the machine meets the stated objectives and parameters.

INTRODUCCIÓN

Con el avance industrial del siglo XIX surgió el desarrollo tanto en maquinaria y transporte. En 1839 Víctor Poncelet, acuñó la palabra fatiga para referirse a la falla bajo cargas cíclicas con valores significativamente inferiores a la resistencia estática. Posteriormente Wöhler desarrolla las primeras máquinas de ensayo en los años de 1852 a 1869, donde da inicio a experimentos para el estudio sistemático del fenómeno, utilizando una probeta rotatoria. (Mera 2014)

Las solicitaciones dinámicas a las que están sometidos los elementos de máquinas producen la mayor cantidad de fallas estructurales que se presentan en la industria. Una carga se considera dinámica cuando varía en el tiempo, cíclicamente. Bajo este tipo de cargas el comportamiento de los materiales cambia en comparación con los ensayos bajo cargas estáticas. Si se aplica una carga sobre un material, se ha demostrado que cuando la carga es variable el material falla en menos tiempo que con cargas constantes, tomando en cuenta que la magnitud de la carga en ambos casos es la misma. (Marco 2010)

La investigación en fatiga de materiales es actualmente una línea muy activa dentro del estudio de materiales. Por este motivo es un área de gran desarrollo científico. Esto se puede observar en la Figura XXX.

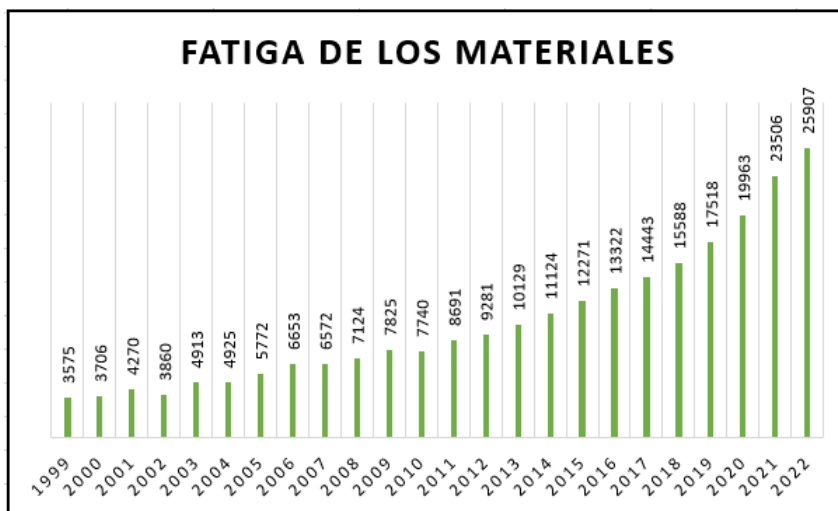


Figura I. Aumento del índice de investigaciones relacionadas a la fatiga de materiales por año

El trabajo de investigación en fatiga de materiales debe tener bases sustentadas en los procesos de diseño, simulación, construcción y documentación. La experimentación permite entender mediante la realización de ensayos, el comportamiento de un material en condiciones de servicio. De este modo es factible obtener la relación de tensión máxima – vida en ciclos, que demuestran resultados reales del fenómeno de fatiga.

1. REVISIÓN BIBLIOGRAFICA

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y Construir una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa.

2.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Objetivo Específico 1: Analizar los tipos de máquinas para ensayos de fatiga por flexión rotativa.

Objetivo Específico 2: Seleccionar la variante más apropiada de máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa, utilizando criterios técnicos de diseño, ergonomía, costo, operación y mantenimiento.

Objetivo Específico 3: Diseñar la máquina, con su respectivo modelado en software CAD y procesos de simulación estáticos en software CAE.

Objetivo Específico 4: Construir la máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa.

Objetivo Específico 5: Verificar que la maquina funcione de manera correcta y validar los resultados obtenidos.

1.2 JUSTIFICACIÓN

Toda máquina está compuesta de materiales ferrosos, no ferrosos y aleaciones de diferentes materiales. Se ven expuestos a diferentes tipos de fenómenos, más conocidos como fallas que se producen, por desgaste, fatiga, corrosión, dando como resultado el deterioro de elementos transmisores de potencia, como ejes, tornillos de potencia, etc.

La vida útil de los elementos que se someten a cargas de fatiga, es menos duradera; un análisis pertinente de la información analítica y experimental, y la resistencia de cada componente, cuyos datos se toman en cuenta en pruebas de condiciones reales, a las que se somete a la pieza mecánica.

La investigación se enfatiza en el diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa. Las probetas que se usara pueden varían entre ferrosas o no ferrosas, el diseño de la maquina se considera bajo la norma ASTM E-466, la cual establece las dimensiones de la probeta, y con ello el diseño de la máquina de ensayo de fatiga, cumpliendo estándares ya establecidos por la norma que lo rige. (ASTM E-466, 2021)

La resistencia que presente la probeta, serán valores dados por la maquina diseñada, así se comprende el comportamiento de los elementos mecánicos que son utilizados en la industria de la actualidad.

El fin de la investigación es el diseño con cálculos precisos, para la realización de ensayos de fatiga, con la finalidad de que los alumnos realicen prácticas de estudio, y así observen de forma didáctica el comportamiento de los diferentes tipos de elementos que acuñan en la industria local.

1.3 ALCANCE

El presente trabajo tiene como objetivo diseñar una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa, con fines de estudio teórico práctico, que objeta un análisis comparativo entre datos existentes y datos que se obtenga de la máquina, aplicado a probetas de materiales ferrosos.

Para el diseño se usará un software CAD, por consecuente la simulación de un análisis estructural, se ejecuta con un software CAE; el software CAE ayuda a tener credibilidad y seguridad, con resultado de datos fiables que faciliten construir la máquina.

Los materiales a ensayarse en la máquina, varían dependiendo de sus propiedades mecánicas y su uso respectivo de cada acero en cuestión. Las probetas serán de una medida estándar y normalizada, para garantizar los resultados de cada ensayo a realizarse.

Los componentes para la construcción son analizados de manera crítica, para elegir las mejores opciones, económicas y ergonómicas del mercado, facilitando un ensamble con buenas características mecánicas y motrices.

Con los resultados que se obtiene de la máquina, se consigue trabajar, brindando información pertinente para su análisis de estudio, corroborando los datos para una interpretación lógica del comportamiento de un material, que aporte innovación y desarrollo de la industria.

1.4 ANTECEDENTES

1.4.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Debido a la ocurrencia de falla en los materiales, el estudio de la fatiga en los mismos ha sido objeto de un intenso estudio en las últimas décadas. Este fenómeno ocurre cuando un material está sujeto a una o más cargas variables, se ha encontrado demostraciones de que un material falla más rápido cuando la carga es variable, que cuando está en estado constante, dado que la magnitud de carga es la misma en ambos casos. (Marco 2010)

1.4.2 ANTECEDENTES CIENTÍFICOS

Goytisol Espinosa et al. (2013) con su investigación desarrollada en las bombas de alimentación de las calderas de la CTE en Cuba, en el año 2004; logra establecer la influencia de las desalineaciones de la bomba de aceite y del plato de empuje en cargas variables. Esto causó averías en los distintos componentes que conforman la bomba.

En la simulación de falla, se identifican los factores responsables del incidente, luego se prioriza la seguridad y se varía el factor de seguridad a fatiga, dependiendo de las condiciones afectadas para que el valor del factor de seguridad sea siempre superior a 10; Ya en la integración de resolución de conflictos, se recomendó el uso de un material diferente, que tuviera las propiedades necesarias, para su correcto funcionamiento y que además, tenga un respaldo de garantía del proveedor de la empresa japonesa.

1.4.3 ANTECEDENTES PRÁCTICOS

En la actualidad, la investigación en falla por fatiga de materiales, es todavía una línea viva de trabajo. El campo industrial, busca soluciones a problemas de diseño y construcción, mediante maquinas prácticas de ensayo. El diseño debe preponderar características de seguridad y funcionamiento, eficientes y eficaces. Definiendo la maquina como, un conjunto de mecanismos y sistemas imbuidos con características de desempeño optimo, para cubrir una necesidad práctica, capaces de mejorar y adaptarse a nuevos diseños que mejoren la producción en diversos campos de industrial. (Villarón et al. 2007)

Norton (2009) afirma: “De todo el conjunto de actividades que el ingeniero debe realizar en la práctica, el diseño es al mismo tiempo el más desafiante y potencialmente el más satisfactorio”. El estudio del diseño de una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa, permite entender las características y comportamientos objetivos de un material específico, simulando condiciones de práctica real y llegar a inducir un análisis previo de funcionamiento, para situar el fenómeno de la fatiga del material definido.

1.5 ENSAYO DE MATERIALES

Los ensayos son pruebas de elementos que se emplean para aplicaciones de prueba y de antesala a la realización de controles de calidad, para la detección y evaluación de defectos en la industria a la hora de determinar un material específico, para realizar una función determinada; se considera su capacidad de hacer frente a las condiciones a las que se va a encontrar expuesta, comprobando la efectividad del material. (Budynas and Nisbett 2008)

Normalmente son pruebas realizadas para verificar las propiedades, tales como la resistencia a la tracción, compresión, flexión y fatiga; al final son pruebas con el objetivo de identificar las características y propiedades del elemento, para tomar una decisión óptima la cual deduce si es apto o no apto para el uso encomendado, estos ensayos se pueden clasificar en dos:

- Ensayos destructivos.
- Ensayos no destructivos

1.5.1 ENSAYOS DESTRUCTIVOS

Estos ensayos engloban a partir de los que se obtiene la curva del comportamiento del material, y con la finalidad de comprobar sus propiedades como; Dureza, resistencia mecánica, a partir de ello los ensayos de tracción y compresión. (Núñez et al. 2011)

1.5.2 ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS

Los ensayos no destructivos son de menor costo y mejores para los controles de calidad, por la disminución de costes funcionando de manera preventiva, lo cual se incentiva en no romper la muestra útil, destacan también en ensayos de campo magnético, el cual identifica grietas muy diminutas; el ensayo con corrientes, que muestra el espesor de la pintura de una superficie; y el ultrasonido que señala grietas profundas, y entre otros de la misma categoría. (Pazos 2006)

1.6 FATIGA DE MATERIALES

En la ciencia de materiales, tanto como en la ingeniería, la fatiga de materiales es un fenómeno que provoca la rotura de componentes, que se someten a cargas cíclicas dinámicas, además de comprobar como un material se comporta al momento de ejercer diferentes factores, que provoquen una fatiga inmediata o que esta no se manifieste de manera rápida.

Posteriormente con Wöhler y en Alemania, se desarrollan las primeras máquinas de ensayo en los años de 1852 a 1869, donde da inicio a experimentos para el estudio sistemático del fenómeno, utilizando una probeta rotatoria, cual es inspiración para los más recientes ensayos de fatiga de los materiales férricos. (Mera 2014)

Extrayendo como conclusión de los ensayos realizados se obtiene:

- Las fuerzas necesarias para provocar rotura aplicando cargas dinámicas, son inferiores a las necesarias en el caso estático.
- Concorre un umbral por debajo del cual las probetas no sufren rotura (Límite de fatiga).

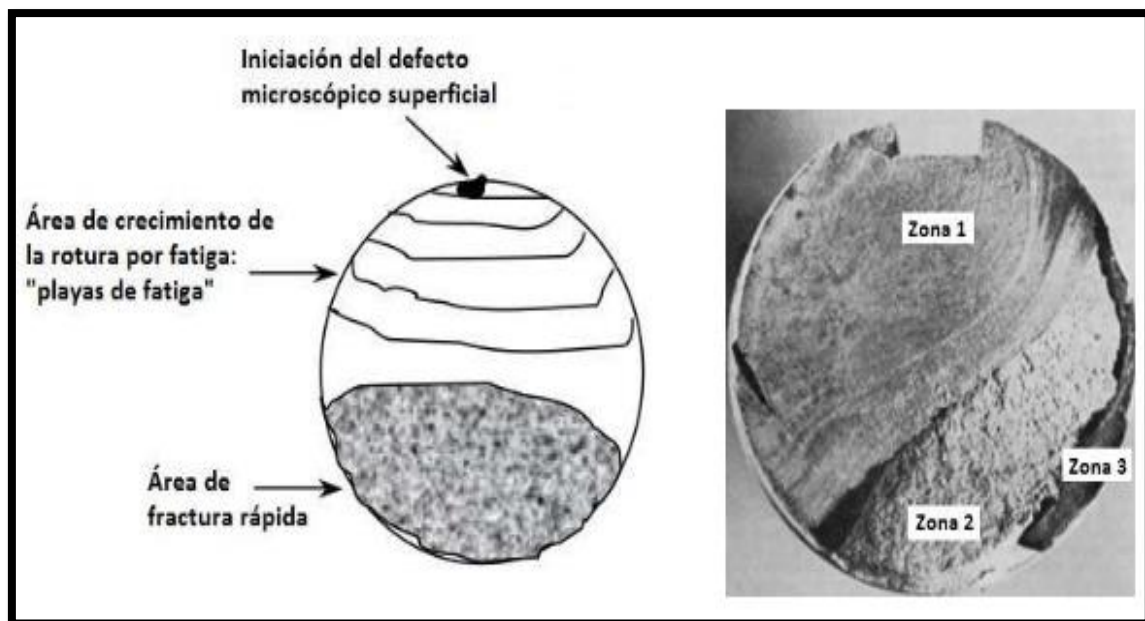


Figura 1.1 Representación de la superficie de fractura de un material sometido a fatiga

(Eva, 2010, pág. 19)

En un proceso degenerativo como es el fenómeno de la fatiga, se determina que, al momento de aplicar un número de ciclos necesarios de carga, aparecen fisuras que se desarrollan y provocan la rotura del material, ver figura (1.1).

1.7 MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA

El ensayo de fatiga tiene un objetivo claro y es analizar las características de resistencia de diferentes materiales cuando trabajan con cargas variables.

Budynass y Nisbett (2012) afirman: “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”, por su control de ensayo y manejo accesible para el operador, conjuntamente sus componentes se pueden encontrar en el mercado regional y con precios cómodos para el cliente.

Algunos parámetros fundamentales a medir por las máquinas de fatiga en los materiales son:

- Cinética de la carga aplicada en el tiempo.
- Tipo de trabajo característico, del conjunto de la pieza de la máquina.

Además, existen algunos ensayos de fatiga que marcan en la industria son:

- Ensayo de fatiga de amplitud constante: Valoran el comportamiento del elemento a la fatiga mediante ciclos predeterminados de carga.
- Ensayo de amplitud variable: Evalúa el efecto del daño almacenado debido a la variación de la amplitud del esfuerzo que se da en un determinado tiempo.
- Prueba de fractura: Somete al componente a una serie de deformaciones hasta que al final esta se separa en dos piezas.
- Deformación en frío: Se provoca cuando el material se endurece progresivamente a medida que va en aumento la deformación plástica. No se presentan fenómenos ni de recristalización ni de recuperación.
- Deformación en caliente: Se genera cuando un material es deformado en caliente, se produce recuperación y recristalización paralelamente con la deformación.

(Vega 2011)

Algunas de las máquinas para realizar ensayos de fatiga, pueden clasificarse dependiendo del respectivo esfuerzo que se le aplica:

- Máquinas de esfuerzo combinados.
- Máquinas de flexión plana o rotativa.
- Máquinas de esfuerzo axial.
- Máquinas de ensayo de torsión.

Como consecuencia de los ensayos, se deduce que los resultados de algunas máquinas solo se pueden obtener después de realizar su respectivo ensayo a la cual es sometida; gracias a la variedad de las máquinas existentes se procede a describir a las máquinas de flexión rotativa. (Zwick and Karin 2020).

1.8 MÁQUINA POR FLEXIÓN ROTATIVA

Las máquinas de tipo flexión rotativa aparecen desde los años de 1852 a 1869, cuando Wöhler inicio su investigación y realizó numerosos ensayos, para comprobar la causa de rotura de los rieles de ferrocarriles. Siendo un método eficaz, evolucionó hasta el dispositivo R.R Moore ver figura (1.2), por lo que es más cómodo conjunto a su fácil manipulación y operación. (Simbaña 2012)

Se puede describir dos tipos más sobresalientes que son:

- Viga rotativa en voladizo.
- Viga rotativa con soportes.

Esta máquina sirve para determinar las propiedades de resistencia a la flexión de probetas redondas en carga rotativa.

Durante la determinación de la resistencia a la fatiga por flexión se somete a la probeta a una carga alternante, con el objetivo de obtener el valor medio, entre cargas positivas y negativas

de igual magnitud, provocando que las tensiones máximas se manifiesten en la superficie; su estado es muy relevante durante este método de ensayo. (Avilés 2015)

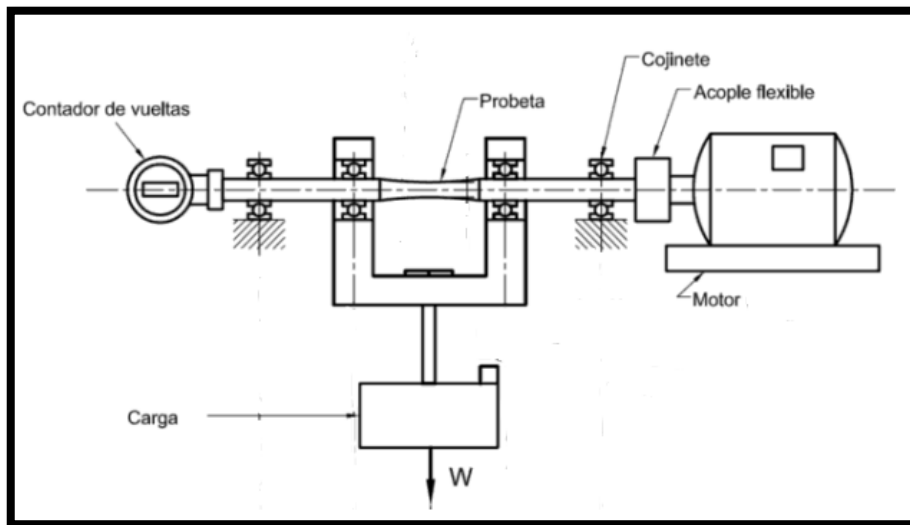


Figura 1.2 Máquina de Moore
(Amé, 2012, pág. 105)

1.8.1 MÁQUINAS DE VIGA ROTATIVA EN VOLADIZO

Esta máquina es otro método para medir la resistencia a la fatiga, dando como resultado el equipo más simple de todos, ya que un extremo de la probeta mecanizada circular se aloja en un dispositivo acoplado a un motor, la cual es sujeta mediante mordazas.

Por el otro extremo se va a suspender una masa (pesas) ver figura (1.3), y es ahí donde la probeta va a soportar cargas cíclicas hasta su rotura, generando con esto que el esfuerzo en cualquier punto pasa por un ciclo senoidal completo, desde el esfuerzo máximo de tensión hasta el esfuerzo máximo de compresión. (Besa y Valero, 2015)

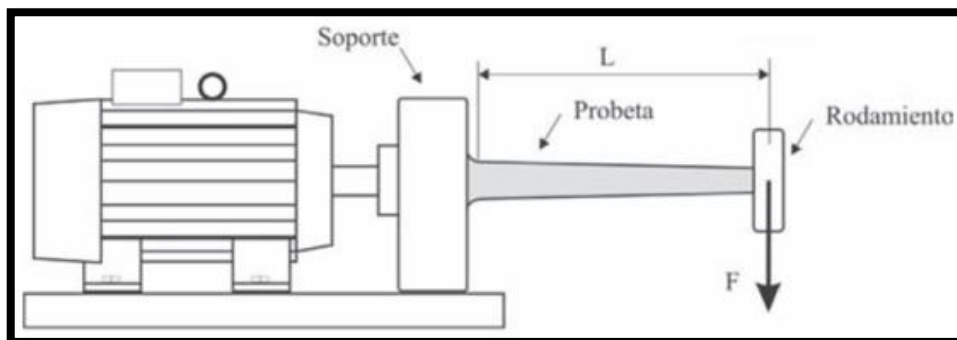


Figura 1.3 Máquina de flexión rotativa en voladizo
(Besa and Valero, 2015, Pág. 62)

1.8.2 MÁQUINA DE VIGA ROTATIVA CON SOPORTES

Cuichán y Dueñas (2008) afirman: “Estas máquinas poseen dos soportes principales y dos soportes de la viga rotatoria. La carga puede aplicarse alternativamente en dos puntos soportes de la viga o en un punto central entre los extremos de los soportes de la probeta”.

La probeta se somete a un esfuerzo de flexión puro y giratorio; debido al nulo esfuerzo constante transversal, representado por la carga de pesas en dos puntos extremos. Por consecuente la probeta durante el ensayo llega al punto rotura en parte iguales, la prueba indica la resistencia a la fatiga del material, caso diferente, si la probeta falla en partes disímiles, puede ser provocado por una imperfección en la superficie de la probeta, lo cual turba los resultados. Generando que la probeta de prueba se someta a un ciclo de esfuerzos completamente alternante y se cuentan los ciclos a la falla.

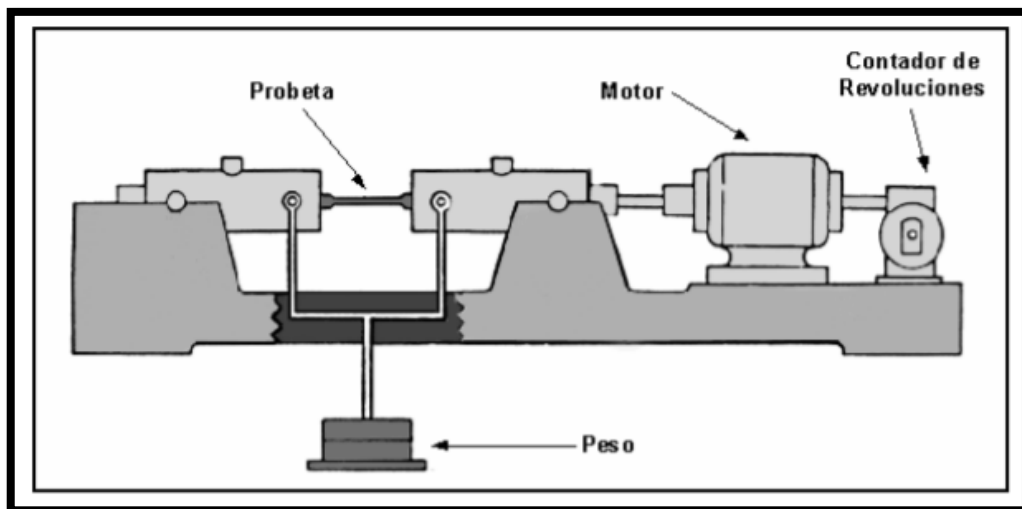


Figura 1.4 Máquina con soportes
(Ibérica de Ingeniería, 2001, Pág. 1)

1.9 PARTES DE UNA MÁQUINA DE ENSAYO POR FLEXIÓN ROTATIVA

Myszka (2012) Afirma: “Las máquinas son dispositivos que se utilizan al modificar, transmitir, y dirigir fuerzas para llevar a cabo un objetivo específico”. (Pág. 1)

La unión de componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos, al fusionarse permiten hacer un ensayo práctico, con el fin de obtener resultados que faciliten el estudio y análisis del comportamiento de los materiales, que ya se encontraron expuestos a cargas cíclicas.

Los elementos que la conforman la máquina son:

- Motor Eléctrico
- Acople flexible
- Apoyo fijo
- Mecanismo de sujeción de la probeta
- Probeta
- Bancada porta carga
- Tornillo porta carga
- Apoyo móvil
- Contador de revoluciones
- Carga aplicada
- Estructura metálica o mesa

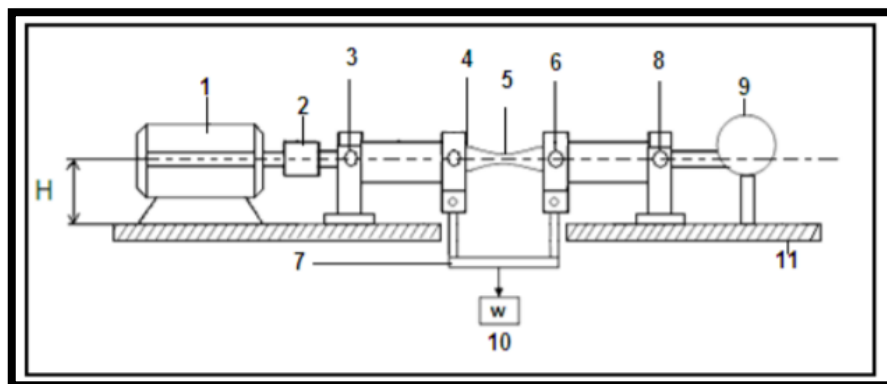


Figura 1.5 Máquina de fatiga por flexión rotativa

(Córdova and Loayza, 2010, Pág. 34)

Se detalla cada uno de los elementos de la maquina por flexión rotativa:

1.9.1 MOTOR ELÉCTRICO

Es un componente de prioridad para la composición de la máquina para ensayos de fatiga, es el encargado de suministrar potencia y hacer girar la probeta, y de esa forma crear cargas alternadas en un lapso de tiempo definido.

1.9.2 ACOUPLE FLEXIBLE

Funciona como un sistema que transmite el movimiento de giro del motor eléctrico, hacia los ejes de la máquina, estos deben cumplir la holgura para dar espacio a un grado de desalineación entre los elementos que se van a unir al eje y mandriles al momento del inicio del proceso.

1.9.3 APOYO FIJO

Estos soportes deben ir fijos mediante chumaceras, ya que deben estar sujetos y seguros en la estructura metálica o mesa; son soportes donde se asentarán los ejes de transmisión de movimiento.

1.9.4 MECANISMO DE SUJECIÓN DE LA PROBETA

Este mecanismo es de manipulación básica para el usuario, por su fácil montaje y cómoda sujeción, la probeta debe ir sujeta por mordazas o mandriles, que a su vez estos están sujetos a ejes de transmisión de movimiento.

1.9.5 PROBETA

Las probetas utilizadas en esta máquina, son basadas en una normativa vigente, que son formas habituales de ensayo, definiendo como muestras de un material, que respetan parámetros geométricos controlados, para que los cálculos respectivos del material sean más confiables, precisos y de fácil interpretación.

1.9.6 BANCADA PORTA CARGA

Son las encargadas de soportar los ejes y por consiguiente la carga aplicada en el sistema de pesas, deben estar sujetas a la estructura metálica denominada mesa de soporte.

1.9.7 TORNILLO PORTA CARGA

Es el componente que transmite la presión de la carga hacia la probeta, que va a provocar el fenómeno de fatiga, después de un número repetitivo de ciclos.

1.9.8 APOYO MÓVIL

Sujeción que permite el ajuste de la probeta con el soporte fijo, para que el ensayo pueda tener resultado exactos dependiendo de variables dadas por el operador.

1.9.9 CONTADOR DE REVOLUCIONES

Los ciclos son contabilizados electrónicamente, para así dar un correcto análisis de datos y el ensayo se pueda concretar con variables comparativas.

1.9.10 CARGA APLICADA

La carga aplicada, dependerá de las condiciones que se establezca al inicio del ensayo, por sus pesos serán variables para realizar diferenciaciones entre cada ensayo que se realice.

1.9.11 ESTRUCTURA METÁLICA O MESA

Su descanso se proporcionará en un acero A 36, que es una plancha de un material resistente, y la cual se establecerá sobre una mesa diseñada acorde a sus medidas.

1.10 PROBETA PARA EL ENSAYO DE FATIGA

Su diseño está basado en normas técnicas internacionales ASTM (Sociedad Americana para el ensayo y materiales), dentro de Ecuador las normas INEN, toman las normativas como referencia, por consiguiente la norma ASTM E-466, es idónea para la práctica estándar en el ensayo de fatiga. (Escandon, 2018)

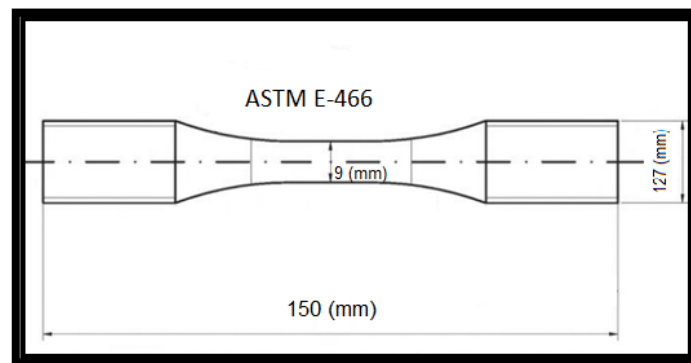


Figura 1.6 Probeta con dimensionamiento en (mm) según normativa ASTM E-466
(Escacena 2005, Pág. 32)

1.11 ETAPAS DE EVOLUCIÓN DE FENÓMENO DE LA FATIGA

El fenómeno de la fatiga presenta tres etapas de evolución: Una etapa de iniciación de la grieta, una de propagación estable y una de propagación acelerada que provoca la rotura.

1.11.1 ESTADO I: INICIACIÓN DE LA GRIETA

Hernández y Espejo (2002) afirma: “Inicia en un punto de concentración de esfuerzo, cual puede ser de diseño o introducido en fabricación, mantenimiento u operación. Frecuentemente el esfuerzo de fatiga que causa la falla, es inducido por momentos de flexión y torsión fluctuantes o alternativos”. (Pág. 144)

Cuando una partícula sufre una deformación, produce un escalón en la superficie y sufre una oxidación, que a su vez provoca una deformación en sentido contrario en el mismo plano, por lo que se va a producir en otro plano, logrando con esto se vuelva a formar un nuevo

escalón, la repetición de este proceso produce deformaciones que afecten al material original y se produzcan microgrietas, con una dirección de propagación que forma 45° con la dirección de tracción. (Simbaña, 2012)

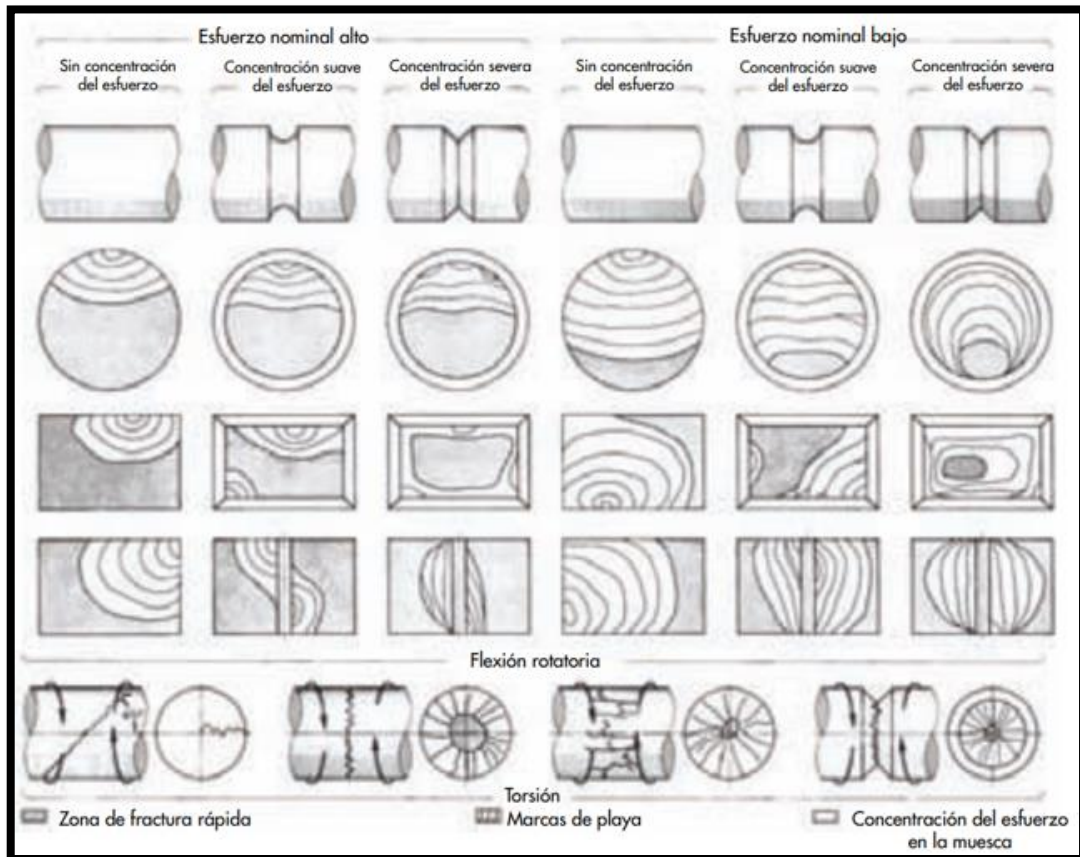


Figura 1.7 Esquema de superficies de fractura por fatiga, con secciones transversales rectangulares y redondas, bajo carga de flexión rotatoria, a diferentes niveles de esfuerzo nominal.

(Budynas y Nisbett, 2012, Pág. 256)

1.11.2 ESTADO II: PROPAGACIÓN DE LA GRIETA

El efecto de las cargas provoca que la fisura se prolongue. Las grietas producidas son micro visibles y pasan desapercibidas a la detección del ojo humano, aun cuando se encuentren a punto de producir la rotura de la pieza (Cuichán y Dueñas, 2008).

El inicio de la propagación de la grieta se proporciona en dos fases:

- Primera fase: Se propaga la grieta en la misma dirección, logrando atravesar unas partículas de material.
- Segunda fase: Como vaya propagándose la grieta, la dirección en la que se está produciendo la propagación no será la más adecuada, y que requiere menos esfuerzo si se orienta perpendicular a la dirección de tracción (Martínez, 2004).

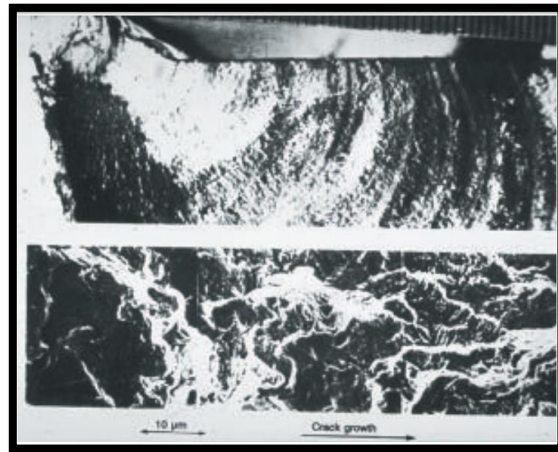


Figura 1.8 Etapas de progresión de la grieta
(Instituto Técnico de la Estructura en Acero (ITEA) s.f., Pág. 22)

1.11.3 ESTADO III: ROTURA

La probeta se deteriora por el crecimiento de la grieta, con una tensión neta reducida que es incapaz de resistir la carga desde sus características elásticas, produciéndose la rotura por fatiga. (Avila, 2017)

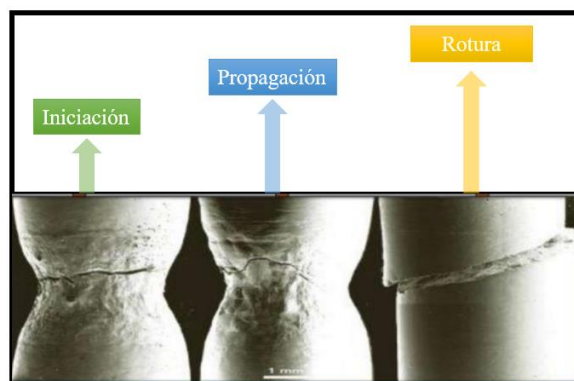


Figura 1.9 Fases de un fallo por fatiga
(iesvillalbahervastecnologia, 2009, citado por Palomares, 2017, Pág. 10)

En la (Figura 1.9) se muestra la deformación producida en una probeta sometida al fenómeno de fatiga, en ella se enfoca por etapa el inicio y la propagación de la grieta, hasta culminar con la rotura de la probeta.

Ahora, se mostrarán unos esquemas de las fases de fatiga, los cuales tienen mejor detalle de como son las fases para que una probeta se rompa:

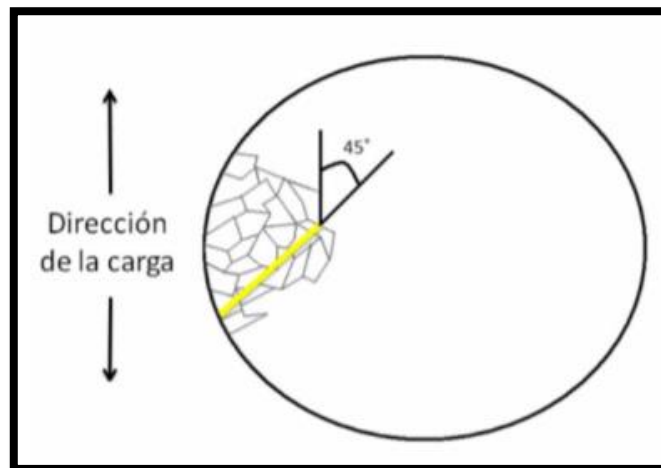


Figura 1.10 Fase I: Iniciación de la grieta
(unavarra, s.f., citado por Palomares, 2017, Pág. 10)

En la figura (1.10) se muestra la primera fase, la cual es la producción de grietas, cuyo origen se encuentra en la superficie de la probeta, y a su vez perpendicular con un desfase de 45° (línea amarilla), a la dirección de carga que se aplique causando un momento flector.

La probeta al girar a una velocidad constante las grietas se acumularan en los 360° superficiales de la probeta.

En la siguiente ilustración que es la figura (1.11), se observa una representación teórica de la segunda fase, nombrada propagación de grietas, la cual es una elongación de la grieta primaria de la primera fase (línea roja continua a la línea amarilla), a causa del momento flector producto de la carga ejercida en un punto de la probeta, donde se quiere que haya la fractura.

Aquí la elongación de la grieta deberá alcanzar a un punto de otras elongaciones, la cual permite ir a la tercera fase.

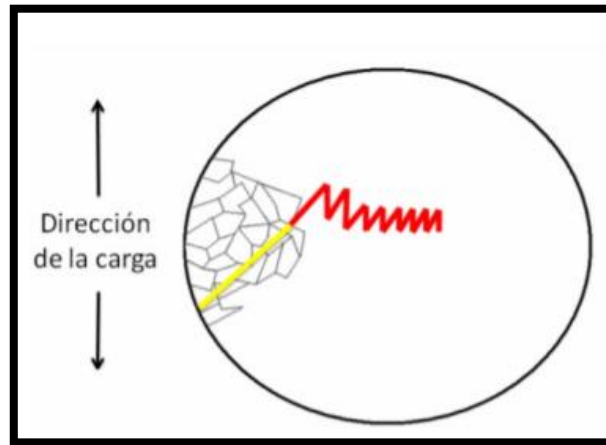


Figura 1.11 Fase II: Propagación de la grieta
(unavarra, s.f., citado por Palomares, 2017, Pág. 11)

En la figura (1.12) se encuentra la ilustración que pertenece a la tercera fase, con nombre rotura. Es la conexión de dos o más puntos de elongación de una grieta proveniente de diferentes puntos de la superficie de la probeta (unión de la línea roja con la línea azul), al momento de unirse estos puntos la probeta se encontrará rota; su producto será dos cuerpos, resultado de la aplicación de una carga a un cuerpo en un punto para dividirlo; así finaliza las fases para que una probeta se quiebre o divida en dos cuerpos, a causa de ejercer una carga que genere fatiga en un punto.

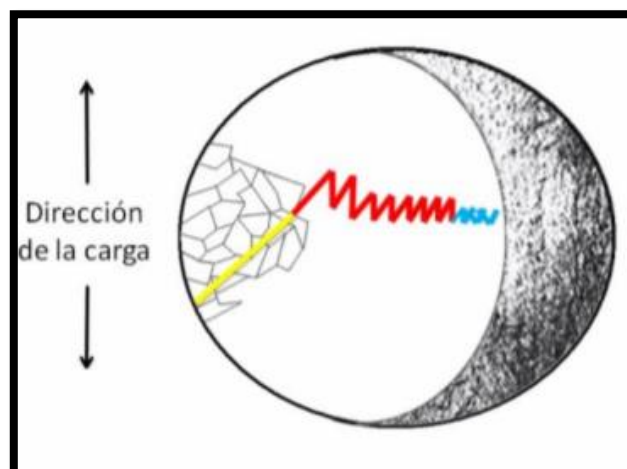


Figura 1.12 Fase III: Rotura
(unavarra, s.f., citado por Palomares, 2017, Pág. 11)

La duración de cada una de las etapas descritas anteriormente puede variar considerablemente en función del tipo de material, carga aplicada, geometría, temperatura e irregularidades.

1.12 REGÍMENES DE FATIGA

La resistencia a la fatiga de un material, por lo general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad de ciclos de carga. Estas cargas provocan fatiga axial, transversal, de torsión y en algunos casos combinadas. Cuando se disminuye la magnitud del esfuerzo aplicado, el número de ciclos para producir la falla aumenta, y si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se denomina límite de fatiga. (Mott, 2009)

1.13 DIAGRAMA S-N

Es la correlación grafica entre la tensión soportada y el número de ciclos que soporta el material hasta su rotura. Las curvas S-N de un material definen los valores de tensiones alternantes versus el número de ciclos requeridos para causar el fallo a un determinado momento de tensión. El eje Y, representa la tensión alterna (S), mientras que el eje X, representa el número de ciclos (N). La curva S-N se basa en una razón de tensión o tensión media, por lo que cada material se puede definir múltiples curvas S-N con diferentes valores de tensión media. (Askeland y Phulé, 2004)

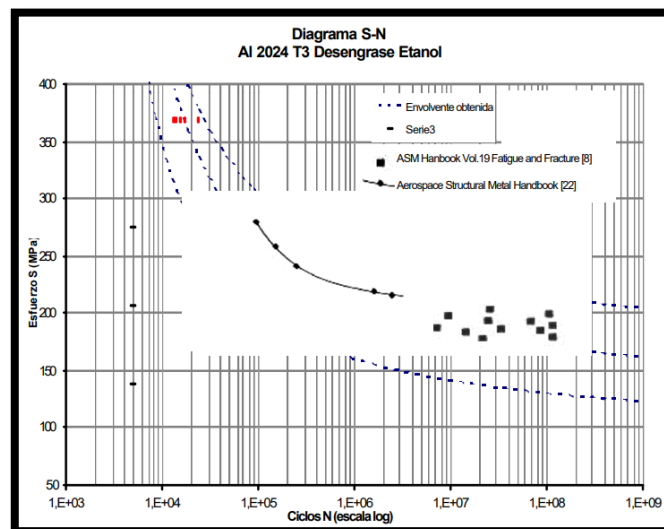


Figura 1.13 Curva S-N
(Valencia et al., 2003, Pág. 665)

1.14 DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico, es un arte de la matemática, que forma sistemas mecánicos simples y complejos, para esto se requiere de habilidades que sobrepasan la aplicación de ciencia y matemática tradicional, su complejidad ha aumentado en pasos agigantados, donde es posible conocer su material de fabricación y diseño, antes de la presentación física, obteniendo con ello mejorar los parámetros de revisión. (García, 2004)

El diseño tiene la meta de crear sistemas mecánicos, piezas industriales, estructuras, máquinas y dispositivos varios, los cuales serán útiles para la sociedad ya que su propósito es resolver un problema de manera más rápida y efectiva,

Para realizar este tipo de desarrollo, deben disponerse una gran cantidad de recursos informativos, además herramientas de diseño asistidas por un ordenador como es (computer-aided-design-CAD), cuyo software permite realizar un dimensionamiento digital de un elemento, además de contar con el beneficio de ser adaptable para trabajar con cualquier software CAM provenientes de diferentes mercados, a su vez este sistema operativo posee herramientas suficientes para ejecutar un buen trabajo, las cuales son amigables e intuitivas de usar para el usuario.

El diseño de máquinas, es un conjunto de componentes, es una combinación de sólidos resistentes, dispuestos de manera que obligan a la fuerza de la naturaleza a generar un trabajo, efectuándose movimientos respuesta en función de movimientos entrada ejecutados y previstos (García J. et al., 2014).

Actualmente la máquina es el resultado de un diseño donde intervienen factores como:

- Factores de naturaleza mecánica, como las piezas y mecanismos.
- Factores de naturaleza no mecánica, como la estética, y mercados.

Las fases de un proceso de diseño se reflejan en la Figura (1.11):

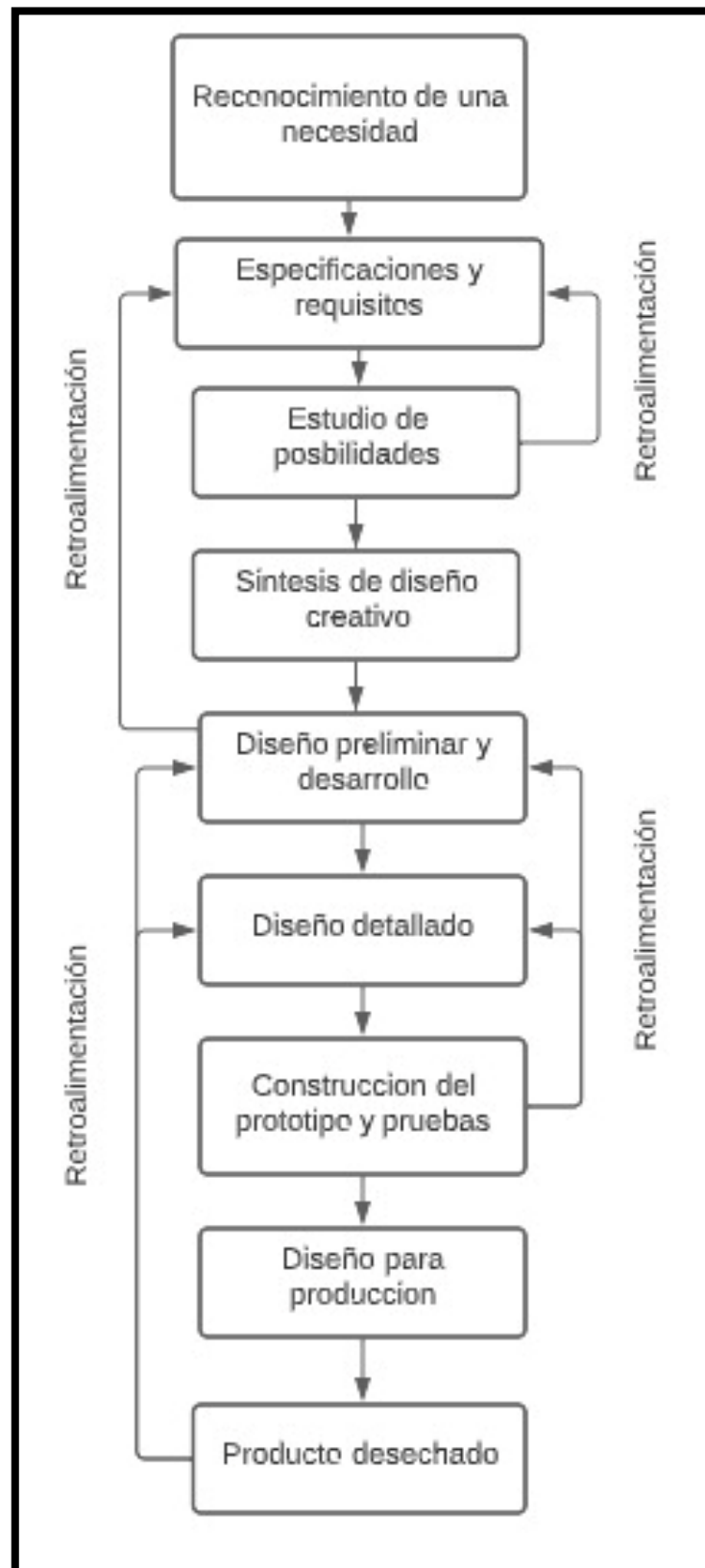


Figura 1.14 Diagrama de flujo de diseño mecánico
(Deutschman et al. 1985, Pág.15)

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

2.1.1 INVESTIGACIÓN DE CAMPO

La investigación de campo es una forma acertada de conocer y comprender los daños y causas reales, que provocan fallas por fatiga.

Bartis (1985), afirma “Es la observación y cuidadosa recolección de eventos y materiales al ocurrir estos dentro de un contexto o ambiente natural; abarca diversos temas y representan distintos enfoques. Los proyectos pueden basarse en lugar y región, herencia étnica y temas especiales” (Pág. 2).

Muñoz (1998), afirma “En la ejecución de los trabajos de este tipo, tanto el levantamiento de información como el análisis, comprobaciones, aplicaciones prácticas conocimiento y métodos utilizados para obtener conclusiones, se realiza en el medio en el que se desenvuelve el fenómeno” (Pág. 93).

2.1.2 INVESTIGACIÓN EXPLORATORIA

Grande y Abascal (2009), afirman “Persiguen una aproximación a una situación o problema. Se desarrollan, en general cuando los investigadores no tienen conocimientos profundos de los problemas que están investigando” (Pág. 35).

Namakforoosh (2005), afirma “Su objetivo principal es captar una perspectiva general del problema. Este tipo de estudios ayuda a dividir un problema muy grande y llegar a unos problemas. Mas precisos hasta en la forma de expresar las hipótesis” (Pág. 89).

En la actualidad la UTN, lleva un registro de investigaciones y estudios múltiples, con el fin de solventar una necesidad en los laboratorios del campus y en especial en la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas (FICA), dando accesibilidad al estudio y diseño de una máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa.

2.1.3 INVESTIGACIÓN DESCRIPTIVA

Rodríguez (2005), afirma “Comprende la descripción, registro, análisis e interpretación de la naturaleza actual, composición o procesos de los fenómenos. El enfoque se hace sobre conclusiones dominantes, o sobre como una persona, grupo o cosa, se conduce o funciona en el presente” (Pág. 24-25).

Bernal (2006), afirma “Es un nivel básico de investigación, el cual se convierte en la base de otros tipos de investigación; además, agregan que la mayoría de los tipos de estudios tiene, de una u otra formas, aspectos de carácter descriptivo” (Pág.113).

En este trabajo de grado previo a la obtención del título de ingeniería, existe una recopilación de diversa información que está estrechamente relacionada, con el diseño de la máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa, los cuales están sustentados a lo largo del desarrollo de la investigación.

2.2 MÉTODOS DE INVESTIGACIÓN

2.2.1 MÉTODO ANALÍTICO

Rodríguez (2005), afirma “En este método se distinguen los elementos de un fenómeno y se procede a revisar ordenadamente cada una de ellos por separado; se observan fenómenos singulares” (Pág. 30).

Consiste en la desmembración de la problemática existente, para observar las causas y efectos de cada una de sus partes y las relaciones que puedan llegar a existir.

2.2.2 MÉTODO INDUCTIVO

Mello (2007), afirma “Toma como punto de partida la observación de los hechos, o la de registros o documentos sobre hechos, considera que la observación es la base segura para elaborar hipótesis y para la corroboración empírica de las mismas” (Pág. 23).

Tena y Rivas (2007), afirma “Es método de disertación teórica. Parte de un estudio particular a la generalización, teniendo de esta manera una idea de todas las cosas que se refieren a lo que se estudia” (Pág. 27).

Es un procedimiento de investigación que aporta con el desarrollo del tema, “Práctica el pensamiento o razonamiento” del funcionamiento de la maquina a diseñar, a partir de una hipótesis, se busca la posibilidad de llegar a una conclusión general, con la ayuda de información a disponer existente.

2.2.3 MÉTODO DEDUCTIVO

Hurtado y Toro (2007), afirma “Es conocido como el primer método científico ya que la lógica y la matemática, como primeros modelos de ciencia racionales por excelencia, son abstractas y deductivas” (Pág. 27).

Álvarez (2007), afirma “Es aquel que estudia a partir de hechos particulares hasta llegar a los principios generales” (Pág. 15).

Este método consiste en extraer una conclusión con base en una premisa, siendo el medio para aplicar principios establecidos y conocimientos previamente adquiridos, usando la lógica para obtener un resultado y comprobar su funcionalidad.

2.3 ANÁLISIS A LA RESISTENCIA A LA FATIGA

2.3.1 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Los límites de resistencia de los materiales, se pueden determinar con ensayos de fatiga, los ensayos de deformación son más favorables para diseños de prototipos, diseños preliminares y algunos análisis de fallas, para lo cual se requiere un método rápido para verificar y estimar los límites de resistencia. En la figura (2.1), se aprecia una correlación entre conjuntos de varios resultados. (Budynas y Nisbett, 2012)

Gracias a la diversidad de resultados e información relevante que proporciona la literatura técnica, se grafican los datos en un plano S_e/S_{ut} , el límite de fatiga varía desde 40 hasta 60 % de la resistencia a la tensión, para aceros ya sean aleados o al carbono, y hasta casi 200 kpsi (1400 Mpa).

- En alrededor de $S_{ut} = 200$ kpsi (1400 Mpa), la dispersión se incrementa.
- $S_e = 100$ kpsi (700 Mpa), la tendencia parece nivelarse por la línea marcada en el mismo parámetro.

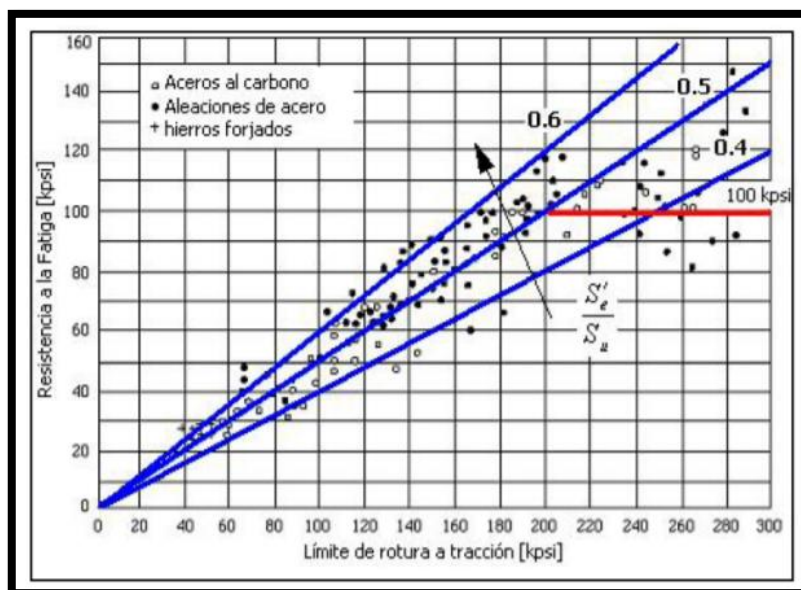


Figura 2.1 Relaciones de resistencia a la fatiga respecto a la resistencia estática a la rotura

(Budynas and Nisbett, 2012, Pág. 270)

Mencionar y analizar que la dispersión del límite de resistencia a la fatiga, no se debe a la dispersión en las resistencias a la tensión de la probeta, sino más bien esto sucede cuando un gran número de probetas ensayadas, van a permanecer casi iguales. (Budynas y Nisbett, 2012)

Budynas y Nisbett (2012), afirman “El límite de resistencia a la fatiga (S_e') indica el valor del esfuerzo por debajo del cual el material ya no fallará en el ensayo de fatiga por flexión rotativa”. Las pruebas realizadas en aceros, son concluyentes que, en el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción de la siguiente manera:

$$S_e' = \left\{ \begin{array}{ll} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} - 1400 \text{ MPa} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpa} \\ 700 \text{ kpsi} & S_{ut} > 1400 \text{ kpa} \end{array} \right\} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la tracción.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

2.3.2 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Al realizar un ensayo de fatiga, las probetas utilizadas son preparadas bajo condiciones exigentes y rigurosas, con el fin de proporcionar datos confiables de los límites de resistencia a la fatiga. El límite de la resistencia a la fatiga de un componente mecánico, estructural e industrial, genera valores que no será capaz equiparar los valores ya previamente obtenidos en el laboratorio (Kerguignas y Caignaert, 1980), por consecuente algunas diferencias incluyen:

- Material: Composición, variabilidad.

- Manufactura: Condición superficial, concentración de esfuerzo, tratamiento térmico.
- Entorno: Temperatura, tiempo de relajación, corrosión
- Diseño: Forma, velocidad, fuerza, rozamiento, esmerilado.

Los resultados de la resistencia a la fatiga de un material (S_e') que proporciona un ensayo, no son suficientes para el momento de realizar un diseño de una máquina real, por consecuente debe calcular el límite de fatiga corregido (S_e), donde se aplicaran factores de corrección que se ajustan en condiciones reales de funcionamiento. (Pedrero y Fernández, 2019)

Marin (1962), afirma “Los ajustes que se hacen en el límite de resistencia a la fatiga, mediante correcciones sustractivas y multiplicativas se determina el coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0,40 para la forma aditiva”, (Pág. 224). Por lo que la ecuación de Marín es la más acertada y se escribe de la siguiente manera:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

K_a = Factor de modificación de la condición superficial (Mpa).

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 modificación de efectos varios.

K_f = Factor de concentración de tensiones.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotativa (Mpa).

S_e = Limite de resistencia a la fatiga, en la ubicación critica relacionado con la geometría y condiciones de uso (Mpa).

2.3.2.1 Factor de modificación de la condición superficial (K_a)

La probeta que será utilizada en el ensayo de fatiga, consta de un super acabado, con esto se busca compensar la diferencia entre el acabado de la probeta y de un componente mecánico real. Depende totalmente del acabado superficial, por eso se realiza un pulido axial para evitar cualquier ralladura circunferencial (Jaramillo, 2017), y los valores se muestran de la siguiente manera:

$$K_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores a y b se muestran en la tabla (2.1).

Tabla 2.1 Parámetros en condición superficial de Marín

Acabado Superficial	Factor a		Factor b
	Sut (kpsi)	Sut (Mpa)	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de Forja	39.9	272.0	-0.995

Fuente: (Budynas y Nisbett 2012, Pág. 274)

2.3.2.2 Factor de tamaño (K_b)

Para carga axial no tiene efecto de tamaño, por lo que se evalúa en 133 conjuntos de punto de datos con la condición de:

$$K_b = 1 \quad \text{Ec. 2.4}$$

Los resultados para flexión y torsión se expresan como:

$$K_b = \left\{ \begin{array}{ll} \left(\left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107} \right) = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d < 2\text{pulg} \\ 0.859 - 0.02125d & 2 < d \leq 10\text{pulg} \\ \left(\left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \right) = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 0.859 - 0.000837d & 51 < d \leq 254\text{mm} \end{array} \right\} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde:

$$K_b = \left\{ \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \right\} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Establecemos:

d= Diámetro del eje de transmisión

2.3.2.3 Factor de confiabilidad (Kc)

Determinamos que la fatiga es un fenómeno estadístico, va a proveer los datos de los ensayos de manera dispersa, por consecuente es muy necesario usar el factor de confiabilidad. (Mott, 2006)

$$K_c = 1 - 0.08 Z_a \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde:

Z_a= Variación de transformación, obtenidos de una desviación estándar del 8%.

Tabla 2.2 Factor de confiabilidad K_c correspondiente a una desviación estándar del 8% del límite de fatiga

Confiabilidad %	Variación de transformación Z _a	Factor de confiabilidad K _c
0.5	0	1.00
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620
0.9999999	5.199	0.584
0.99999999	5.612	0.551
0.999999999	5.997	0.520

Fuente: (Jaramillo 2017)

2.3.2.4 Factor de temperatura (K_d)

En el entorno industrial en el que se maneje componentes mecánicos, que trabajan en condiciones de temperatura distintas:

- La primera por debajo de la temperatura ambiente, esto puede producir el fenómeno de la fractura frágil.
- La segunda está por encima de la temperatura ambiente, se debe considerar la fluencia ya que esta disminuye respectivamente con la resistencia. (Budynas y Nisbett, 2012)

Es por esto que debe tener un previo análisis y estudio de temperatura, en caso de no tener esta información se concluye que:

$$K_d = 1 \qquad \text{Ec. 2.8}$$

2.3.2.5 Factores de efectos diversos (K_e)

Estos factores deben cumplir el propósito de la reducción del límite de resistencia a la fatiga debido a todos los otros efectos, pero se menciona que K_f no siempre están disponibles. (Jaramillo 2017)

$$K_e = 1 \qquad \text{Ec. 2.9}$$

2.3.2.6 Factor de concentración de tensiones (K_t)

La concentración de esfuerzos ya una vez en la práctica, son agentes que provocan falla por fatiga en los materiales. Para cargas estáticas, el factor de concentración de tensiones es K_t , para esfuerzos en cargas dinámicas se aplica el factor de concentraciones de fatiga K_f . (Spotts 1966)

Para calcular K_f , debemos aplicar lo siguiente:

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muescas}}{\text{Esfuerzo en la pieza de prueba sin muescas.}} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Para K_t , van a influir algunas discontinuidades conocidas como: Entallas, agujeros, filetes, ranuras. Con un valor menos a 3.

El coeficiente que relaciona a K_f y K_t , se lo conoce como un factor de sensibilidad y varía de acuerdo a la forma o al tipo de la carga que se le va aplicar.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

q = Factor de sensibilidad de la muesca

K_t = Factor de concentración de tensiones estáticas

K_f = Factor de concentración de tensiones a fatiga, en el valor del factor de sensibilidad a la muesca en función del radio de la misma, para el caso de cargas por flexión y axial.

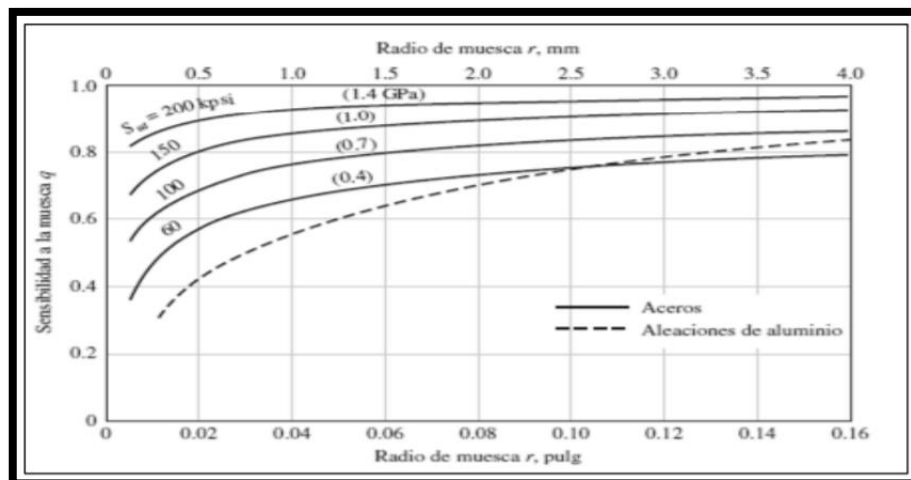


Figura 2.2 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado

(Budynas y Nisbett, 2012, Pág. 282)

2.4 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

2.4.1 DISEÑO EXPERIMENTAL

Bulluerka y Vergara (2002), afirma “Incluye las actividades básicas necesarias para efectuar correctamente un experimento, es decir, todas aquellas tareas que lleva a cabo el investigador desde la formulación de la hipótesis hasta la obtención de conclusiones” (Pág. 2).

El diseño experimental es una técnica estadística, para conseguir un grado de confiabilidad aceptable, de cómo se desarrollará el proyecto, en este caso un ensayo de fatiga, por consecuente define las variables que serán relevantes y consideradas para el proceso de análisis de resultados, esto se lleva a cabo al someter al diseño a sus respectivas simulaciones y animaciones asistidas por un software, arrojando datos más cercanos a la realidad del comportamiento del equipo.

2.5 EQUIPOS Y MATERIALES

Tabla 2.3 Equipos y materiales

Descripción	Cantidad
Pernos (varias medidas)	30
Eje de Acero	1
Estructura Metálica (Tubo Cuadrado)	1
Plancha de Acero A 36	1
Chumaceras de piso	4
Mandriles	2
Eje de Acero de Transmisión	1
Templador de carga	1
Caja Rectangular de Aluminio	1
Dinamómetro Digital	1
Motor Eléctrico	1
Fuente Reguladora	1

Tabla 2.3 Equipos y materiales (Continuación...)

Base Anticorrosiva Gris	2
Pintura	2
Extras	4

2.6 HERRAMIENTAS DIGITALES

▪ Modelado

Se trabaja en el software de diseño CAD en una versión estudiantil, con el objetivo de modelar un diseño adecuado para la maquina; ayuda a plantear una estructura correcta de cada elemento, al igual que su respectivo dimensionamiento.

Este programa permite producir un proceso entero de diseño mecánico, desde el nacimiento de la idea a la ejecución de cada plano técnico que sirve para la fabricación. Por medio de su interfaz y herramientas para diseñar (PIEZA, ENSAMBLE Y DIBUJO), el diseñador puede manipular a tres dimensiones la pieza y producir de manera inmediata las vistas útiles para la realización de los planos. Con ayuda de su diseño 3D, el diseñador podrá producir de manera inmediata mejores productos, contando con herramientas que minimizará el tiempo de diseño. (Vidal, 2015)

▪ Simulación

Se trabaja en el software CAE en una versión estudiantil, con el objetivo de analizar, si el diseño efectuado en software CAD es el adecuado, para proseguir con la construcción física de la máquina.

Se enfoca en el análisis de la estructura, verificando si es segura al ejercer fuerzas determinadas en puntos ya concretos, que serán afectados en la simulación y en la realidad.

Este análisis se logra después de una serie de procesos desde que se importa el diseño desde software CAD, hasta la herramienta de limpieza de un software CAE, donde se

encarga de limpiar el diseño por completo, facilitando el proceso a la hora de mallarlo y empezar las simulaciones de fuerza conjunto a sus reacciones.

2.7 ELEMENTOS DEL SISTEMA DE CONTROL ELÉCTRICO

De acuerdo a la máquina que se propone diseñar, los elementos y sistemas de control serán netamente de manipulación eléctrica.

Se establece un control manual por parte interactiva de un operador encargado, el cual este en la toma de datos principales al momento de realizar ensayos ya sean de prueba o de verificación de resultados, por lo que el conjunto de control consta de los siguientes componentes:

Tabla 2.4 Elementos del sistema de control

Elemento	Cant.
Interruptor	1
Caja de aluminio	1
Motor	1
Fusibles	8
Paros de emergencia	1
Selector ON/OFF	2
Pulsador	2
Luz piloto	2
Fuente	1
Contador de revoluciones	1

2.8 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES

En las etapas del proceso de diseño, existe una variación de alternativas, las cuales se van a someter a una evaluación que sirva de base para la posterior toma de decisiones.

Las evaluaciones en general se centran, en la ponderación de distintos aspectos del sistema, en base a criterios que implican dar un juicio de valor. (Himmelblau y Bischoff 1976)

Al momento de seleccionar una alternativa, se toman en cuenta los elementos siguientes:

- Alternativas: Se debe disponer de dos alternativas como mínimo, cuyas características deben ser variables la una de la otra.
- Criterios: Se debe establecer criterios en base a los cuales, las alternativas serán evaluadas, así como también se realizará una ponderación relativa entre ellas.

Las soluciones de ingeniería están estrechamente relacionadas con múltiples aspectos, que se coordinan de manera global, la ponderación de criterios es un método de evaluación muy usado en este tipo de problemas, los métodos se pueden agrupar en:

- Métodos Ordinales: La clasificación de soluciones alternativas para cada criterio; un inconveniente que existe en este método que es la dificultad de integrar los resultados de los distintos criterios de una evaluación global, ya que no es sensible a las ponderaciones de criterios. (Cortés y Onieva, 2010)
- Métodos Cardinales: Se cuantifica los juicios en relación a la efectividad de alternativas e importancia de los criterios. Son métodos que facilitan la integración de evaluaciones parciales en un resultado global, al momento de estar en las etapas iniciales de diseño, la cuantificación puede ser arbitraria. (Cortés and Onieva 2010)

2.9 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS

Para decidir entre las diversas soluciones planteadas, especialmente en la etapa de diseño conceptual basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Por lo que se recomienda utilizar el método ordinal corregido de criterios ponderados, ya que estos se

desenvuelven sin necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin estimar numéricamente el peso de cada criterio, las tablas donde está la solución (Riba, 2002), para un determinado criterio se confronta con los restantes criterios y se asignan los valores siguientes:

- 1= Si el criterio de las filas es superior que el de las columnas.
- 0,5 = Si el criterio de las filas es equivalente (=) al de las columnas.
- 0 = Si el criterio de las filas es inferior.

Luego, para cada criterio se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios al que se le añade una unidad, para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula; después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio. Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos. (Riba, 2002)

2.10 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

2.10.1 ALTERNATIVA 1 (SISTEMA DE BRAZO-BALANZA)

Ventajas

- Cede un acople directo del motor con el sistema brazo balanza, este sistema permita eliminar ejes de transmisión entre motor y mordazas, así se puede eliminar posibles efectos de fatiga de los ejes de transmisión.
- El sistema de sujeción es más exacto cuando se sostiene y nivela las probetas al realizar el ensayo.
- En ambos brazos es distribuida la carga mediante varillas, las cuales unen a los brazos, de tal manera que la carga es distribuida hacia ambos extremos.
- Se elimina instalaciones de acoples flexibles. Puesto que el motor se acopla de forma directa al sistema de sujeción.
- La carga a usarse se puede seleccionar al inicio del ensayo.

Desventajas

- Estructura robusta, proceso de fundición exigente.
- Elevado costo de mandriles.
- Cada brazo debe diseñarse de forma individual, ya que, no debe perderse el ajuste de la probeta al momento de transmitir la potencia saliente del motor.

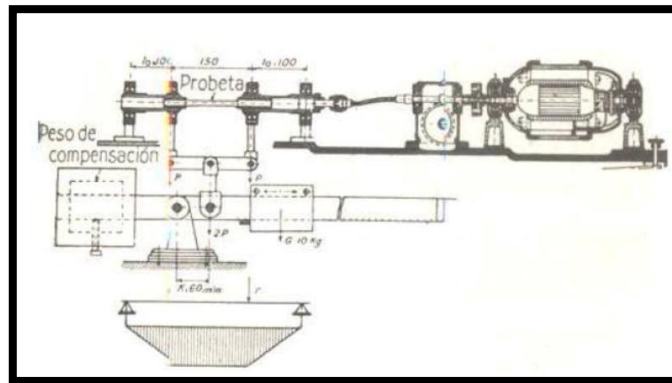


Figura 2.3 Sistema de brazo balanza
(Tobar, M, 2010, citado por, Sánchez 2017, Pág. 12)

Cualidades

- Esta máquina destinada a ensayos de fatiga por flexión rotativa, dispone de un sistema que permite el acople del motor de forma directa hacia uno de los brazos de sujeción.
- Cada brazo mediante rodamientos se mantiene acoplado al brazo giratorio, de esa manera soportando cargas radiales.
- Las varillas portan pesas será el medio por el cual ambos brazos se unen.
- Un mandril de desplace de tres mordazas será su sistema de sujeción.
- Contador analógico.

2.10.2 ALTERNATIVA 2 (SISTEMA SUJECIÓN CON SOPORTES)

Ventajas

- Implementos de soporte a bajo costo y de fácil acceso.

- Inicio y finalización de ensayo ejecutado manualmente.
- Operación de trabajo sencilla.
- Construcción sencilla con materiales de fácil acceso.

Desventajas

- Efectos de fatiga en el eje del motor, cuando la probeta falla y el sistema se inclina.
- Prematuro desgaste en mordazas del sistema de sujeción cónico.

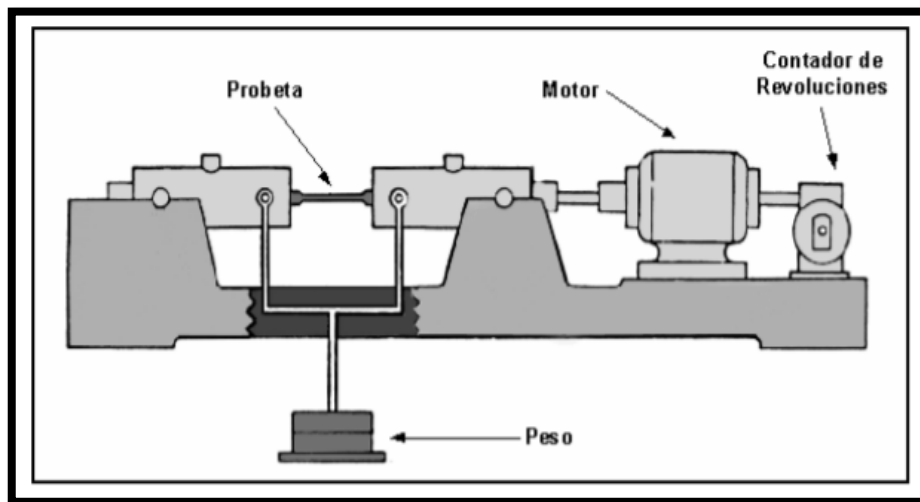


Figura 2.4 Máquina con soportes y contador de revoluciones
(Ibérica de Ingeniería, 2001, Pág. 1)

Cualidades

- Empleo de mandriles para sujeción con llave cónica. Facilitando la maniobrabilidad y ajuste de la probeta.
- Empleo de ejes de transmisión que acoplan la mordaza con el motor.
- Empleo de acople flexible, la cual transmitirá la potencia del motor hacia la probeta, este será opcional, ya que se requerirá si el sistema posee altas vibraciones.
- Soporte de pesas adjunta como base plana, su principal objetivo es regular la carga aplicada.

- Disposición de sistema variador de frecuencia con selectores y botoneras para su arranque y respectivo pare del sistema.
- Implementos de construcción de fácil acceso.
- Movilización sencilla.

2.10.3 ALTERNATIVA 3 (SISTEMA EN VOLADIZO)

Ventajas

- Reducción de costo al usar una sola mordaza.
- Probetas menores dimensionalmente, al ser usadas en un sistema voladizo.
- Pesas no requeridas para hacer un ensayo de fatiga.
- Medidor digital de numero de ciclos de la probeta.
- Cualquier sección puntual de la probeta pasa por un ciclo senoidal, desde esfuerzos máximos de tensión hasta esfuerzos máximos de compresión.

Desventajas

- Dinamómetro adjunto para revisar la carga aplicada a la probeta
- Se debe limitar el dimensionamiento de probetas a utilizar en el ensayo.

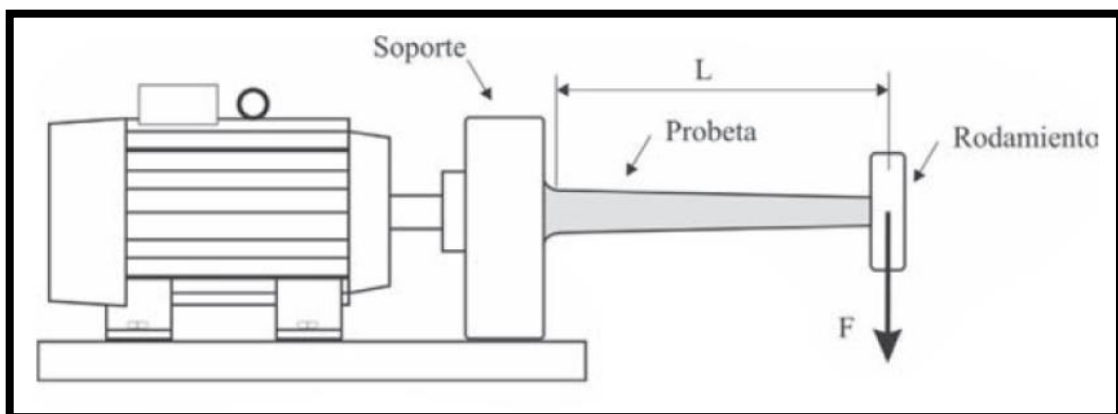


Figura 2.5 Máquina de flexión rotativa en voladizo
(Besa and Valero, 2015, Pág. 62)

Cualidades

- En el extremo de la bancada se ubica su sistema de ampliación de carga, la carga es regulada manualmente por medio de una varilla roscada.
- El sistema de sujeción está compuesto por una sola mordaza, haciendo que la probeta se sujete de un solo extremo.
- El dimensionamiento del equipo son mínimas comparado al resto de equipos de flexión rotativa.

2.11 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

En esta sección la alternativa o modelo que tiene características mecánicas propias, varios componentes juntos van a obtener un buen ensayo de fatiga por flexión rotativa.

2.11.1 MÉTODO ORDINAL CORREGIDO A CRITERIOS

Alternativa 1: Sistema de brazo balanza

Alternativa 2: Sistema de sujeción con soportes

Alternativa 3: Sistema en Voladizo

Los criterios de evaluación a considerar son:

- **Diseño:** El proceso de diseño, es el apartado donde el dimensionamiento de los elementos y los materiales a usarse será objetivo en el proceso.
- **Ergonomía:** Se prioriza el bienestar y la seguridad de quienes los operan o manipulan, esto se obtiene con dimensiones calculadas.
- **Costo:** Cuando la maquina se encuentre con sus respectivos planos y simulaciones en el software CAD, se puede pasar a la construcción, considerando costos por adquisición y variación de costes de elementos que conforman la misma.
- **Operación:** Ergonómica y de fácil manipulación para el operador encargada de la misma.

- **Mantenimiento:** Si se construye el equipo, se debe tener las pautas necesarias para que haya un correcto mantenimiento, ya que con este factor de suma importancia se producirá resultados óptimos durante y después del ensayo.

Para la ponderación de resultados, se tendrá que evaluar cada criterio, con las siguientes puntuaciones.

- Cuando el criterio de la fila es más importante que el de la columna es = 1
- Cuando el criterio de la fila es equivalente al de la columna es = 0,5
- Cuando el criterio de la columna es más importante que el de la fila es = 0

Tabla 2.5 Evaluación del peso específico de cada uno de los criterios establecidos

Criterio	Diseño	Ergonomía	Costo	Operación	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Pondera
Diseño		1	1	1	1	5	0,37
Ergonomía	1		0	0	0	2	0,15
Costo	0	0		0	0	1	0,07
Operación	0	0,5	0,5		0,5	2,5	0,19
Mantenimiento	0	1	1	0		3	0,22
Suma						13,5	1,00

Diseño > Simulación = Mantenimiento > Operación > Eficiencia

Para el criterio de diseño, se argumenta con variables respectivas para cada alternativa, con el fin de establecer un juicio de valor crítico al momento de la selección.

Tabla 2.6 Evaluación del criterio específico: Diseño

Diseño	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Pondera
Alternativa 1		0	0	1	0,14
Alternativa 2	1		1	3	0,43
Alternativa 3	1	1		3	0,43
SUMA				7	1,00

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1

En el criterio de ergonomía, las variables condicionantes que prevalecen, destacan la comodidad y el confort del operador, al momento de realizar un ensayo practico.

Tabla 2.7 Evaluación del criterio específico: Ergonomía

Ergonomía	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Pondera
Alternativa 1		0	0	1	0,15
Alternativa 2	1		1	3	0,46
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,38
			Suma	6,5	1,00

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1

En el criterio de costo, se realiza un análisis costo-beneficio, dando como principal objetivo la utilización de materiales existentes en el mercado local, para beneficiar la reducción de costo sin dejar atrás la calidad de los materiales.

Tabla 2.8 Evaluación del criterio específico: Costo

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Pondera
Alternativa 1		1	1	3	0,43
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,36
Alternativa 3	0	0,5		1,5	0,21
			Suma	7	1,00

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3

Para la operación de la máquina, las variables a manejar son estrechamente relacionadas a su ergonomía, con el fin de generar comodidad y simplificar el proceso de ensayo.

Tabla 2.9 Evaluación del criterio específico: Operación

Operación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Pondera
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1

Para el mantenimiento los criterios a revisión, son directamente relacionado con los componentes que conforman en su totalidad la estructura, dando prioridad a elementos móviles de la máquina.

Tabla 2.10 Evaluación del criterio específico: Mantenimiento

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Pondera
Alternativa 1		0	0	1	0,14
Alternativa 2	1		1	3	0,43
Alternativa 3	1	1		3	0,43
			Suma	7	1,00

Alternativa 3 > Alternativa 2 = Alternativa 1

Después de establecer una valoración diferencial de los factores evaluados, desde una perspectiva integradora de los diversos factores, y variables respectivas, para cada criterio de análisis con un orden de prioridad respectivo, el producto con el mejor resultado es la segunda alternativa, posteriormente con este resultado se llega a la conclusión del orden de prioridades. La alternativa 2 se destaca entre las otras.

Tabla 2.11 Tabla de conclusiones

Conclusión	Diseño	Ergonomía	Costo	Operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,0529	0,0228	0,0317	0,0309	0,0317	0,1701	3
Alternativa 2	0,1587	0,0684	0,0265	0,0926	0,0952	0,4414	1
Alternativa 3	0,1587	0,0570	0,0159	0,0617	0,0952	0,3885	2

2.12 SELECCIÓN DE MAQUINA A DISEÑAR

La alternativa que se va a seleccionar es la numero 2, “Maquina de flexión rotativa con sistema de sujeción con soportes” con los resultados que se obtuvo utilizando el método ordinal corregido de criterios ponderados. Las ventajas y desventajas de otros equipos en consideración también son usados para los ensayos de fatiga por flexión rotativa.

2.13 ALTERNATIVA SELECCIONADA

La máquina que obtuvo mayor puntuación en la selección, ver figura (2.6), para su respectivo diseño preliminar es:

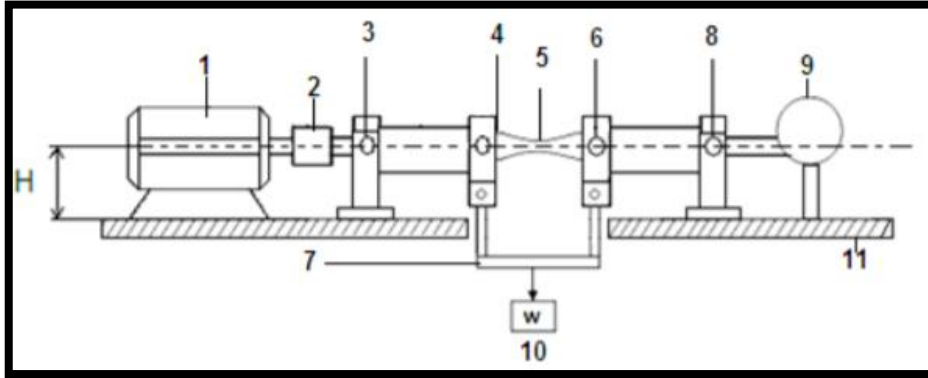


Figura 2.6 Máquina de fatiga por flexión rotativa
(Córdova and Loayza, 2010, Pág. 34)

2.14 CONSTRUCCIÓN DE LA PARTE MECÁNICA

Una vez realizada la selección de máquina a ejecutarse, el diseño de los elementos de la máquina, será un proceso riguroso de precisión y continuidad para obtener los materiales adecuados y los resultados más acertados para el ensamble.

En la tabla (2.12) se redacta un listado de los componentes que constituyen la máquina de ensayos.

Tabla 2.12 Elementos que conforman parte de la máquina

Cant.	Elementos	Material
1	Estructura Metálica	Acero Negro JIS 3141
1	Placa de Soporte	Acero Negro A-36
1	Placa de Fuerza	Acero Negro A-36
1	Placa de Soporte del Motor	Acero Negro A-36
4	Chumaceras	Fundición Gris
1	Eje Motriz	Acero AISI SAE 1045
1	Eje Conducido	Acero AISI SAE1045
1	Templador	Fundición Gris
1	Barra de carga	Acero 1018

Cada elemento se ha planteado con su respectivo material, de esta manera es posible saber las propiedades de cada uno, así como su precio en el mercado.

Para realizar el proceso de fabricación, se recurre al uso de herramientas que se muestran en la tabla (2.13 y 2.14).

Tabla 2.13 Herramientas útiles en la fabricación de componentes

Instrumentos de Calibración	
Nro.	Tipo
1	Compas de precisión
2	Calibrador
3	Flexómetro
Herramientas Extras	
Nro.	Tipo
1	Broca
2	Taladro Manual
3	Discos de Corte
4	Discos de Pulir
5	Matillo
6	Prensa
7	Escuadra y Nivel

En la tabla (2.13) se enlista a manera de lista, aquellos instrumentos y herramientas que son de gran ayuda, para la manufactura de ciertos componentes prioritarios en una maquina de ensayos, además de nombrar herramientas de corte, desbaste o de impacto, también se toma en cuenta aquellos instrumentos que nos permite realizar medidas concretas con exactitud.

Tabla 2.14 Herramientas necesarias para el maquinado de piezas.

Maquinas	
Nro.	Tipo
1	Impresora Láser CNC.
2	Torno
3	Rectificadora
4	Taladro
5	Esmeril
6	Cortadora

En la (tabla 2.14) se enlista la maquinaria necesaria para dar una buena manufactura a las piezas de la máquina.

Se detallan los procesos de fabricación, dando como consecuente la valoración de cada componente, con la herramienta practica de un diagrama de flujo, que va a evidenciar el proceso, donde se ven evaluadas las características de cada componente.

Este riguroso proceso tiene por objetivo tener una visualización y control de los puntos más relevantes de la elaboración, colocando un punto de vista más descriptivo, intuitivo y analítico según sea el caso, debido al gran número de derivaciones que conlleva un proceso de producción o maquinado de un componente, con ello se verifica que exista un proceso de:

- Control de calidad.
- Visión transparente.
- Mejora de tiempos y costes.

2.15 ANÁLISIS FINANCIERO

El costo total de los componentes y materiales que se van a emplear, en la construcción de la máquina, servirán como un sustento para el análisis de rentabilidad del proyecto, con el objetivo de observar la viabilidad en la que se enmarca la inversión. Por lo que es necesario realizar un listado de los costos que se encuentran directamente involucrados en el desarrollo del proyecto.

2.15.1 COSTO DE EQUIPOS Y MATERIALES

En la tabla (2.15) se observa una lista de los materiales y equipos, con su respectivo detalle económico.

Tabla 2.15 Costo de equipos y materiales

Descripción	Cant.	Precio Unitario (\$)	Valor Total (\$)
Dinamómetro Digital	1	60	60
Plancha de Acero	1	350	350
Eje de Acero	2	50	100
Mandriles	2	20	40
Chumaceras	4	20	80
Acople	1	40	40
Tubos	3	60	180
Pernos	40	0,25	10
Templador	1	60	60
Motor	1	210	210
Contador de Revoluciones	1	240	240
Sensor de Proximidad	1	50	50
Caja Metálica	1	30	30
TOTAL			1450

2.15.2 COSTOS VARIOS Y ADICIONALES

En la tabla (2.16) se realiza una síntesis de gastos que son anexos y que intervienen de manera indirecta con el proyecto.

Tabla 2.16 Costos varios y adicionales

Descripción	Cant.	Precio Unitario (\$)	Precio Total (\$)
Logística	1	20	20
Transporte	4	10	40
Tornero	2	60	120
Mecánico Industrial	1	120	120
Eléctrico	1	150	150
Otro (Mano de Obra)	1	200	200
TOTAL			650

2.15.3 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

En la tabla (2.17), se va a realizar la sumatoria detallada y total de los costos generales del proyecto.

Tabla 2.17 Costo total del proyecto

Detalle	Costo (\$)
Costo de Equipos y Materiales	1450
Costos Varios y Adicionales	650
TOTAL	2100

2.16 RENTABILIDAD DEL PROYECTO

La rentabilidad de una máquina, tiene como base generar beneficios para obtener un valor significativo de oportunidad y que el capital invertido sea optimizado adecuadamente, ampliando la oportunidad de desplegar oportunidades innovadoras y dar apertura a nuevos proyectos de investigación y además aportar con el conocimiento paralelo con colegas que necesiten los beneficios de la maquina en cuestión.

2.16.1 CÁLCULO DE LA RENTABILIDAD APLICADO A LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA

Para una definición acertada sobre el valor de cada ensayo realizado, se usa mediante la variable en función de las horas de servicio, por lo que es considerable un valor de 35 dólares americanos, equivalente por cada hora de servicio prestado.

Por consecuente se realiza un balance de horas, con las que debe cumplir para generar un valor equitativo de recuperación del monto de inversión.

$$Ht = \frac{CGP}{CEH}$$

Donde:

Ht = Horas de Trabajo

CGP = Costo general del proyecto

CEH = Costo del ensayo por hora

$$Ht = \frac{\$2100}{\$35/1h}$$

$$Ht = 60 \text{ (horas)}$$

Con el resultado visible, se evidencia que después de ese lapso de tiempo, la maquina puede incluso generar ganancia económica, donde se evalúa que es un proyecto de proyección futura, en la investigación e innovación de avance continuo.

La garantía se establece por la calidad de sus componentes y riguroso diseño, donde fusiona las cualidades expuestas y evita que provoque fallos en tanto el aspecto mecánico, como eléctrico, obteniendo una vida útil prolongada para la maquina en cuestión.

2.17 FLUJOGRAMAS DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS

2.17.1 PROCESO DE MANUFACTURA DE EJE MOTRIZ

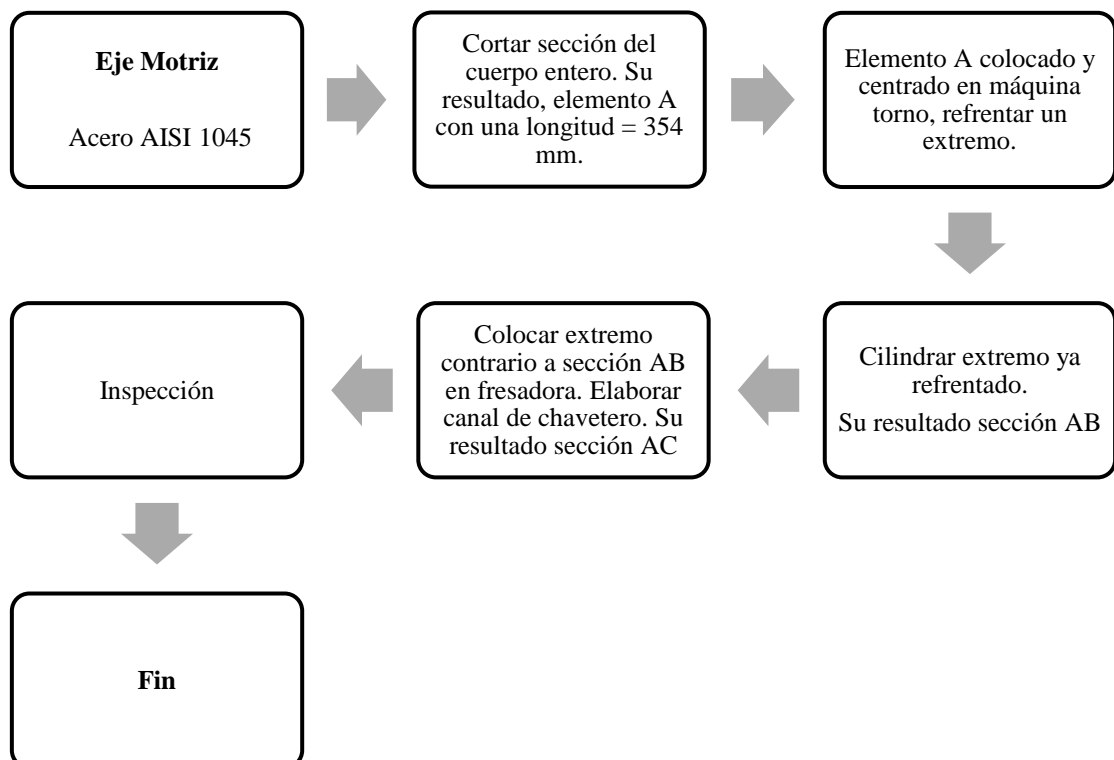


Figura 2.7 Flujograma de manufactura de eje motriz

En la figura (2.8) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras, en el flujograma de la figura (2.7).

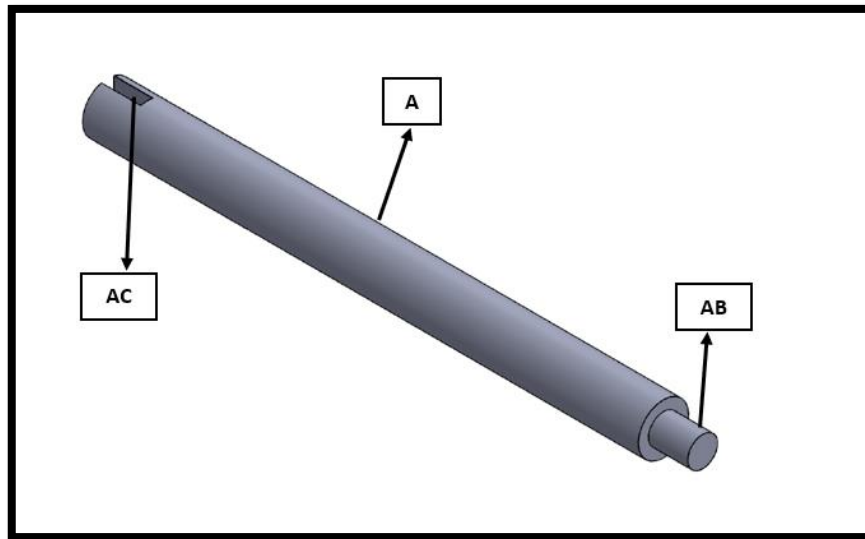


Figura 2.8 Eje motriz

2.17.2 PROCESO DE MANUFACTURA DE EJE CONDUCIDO

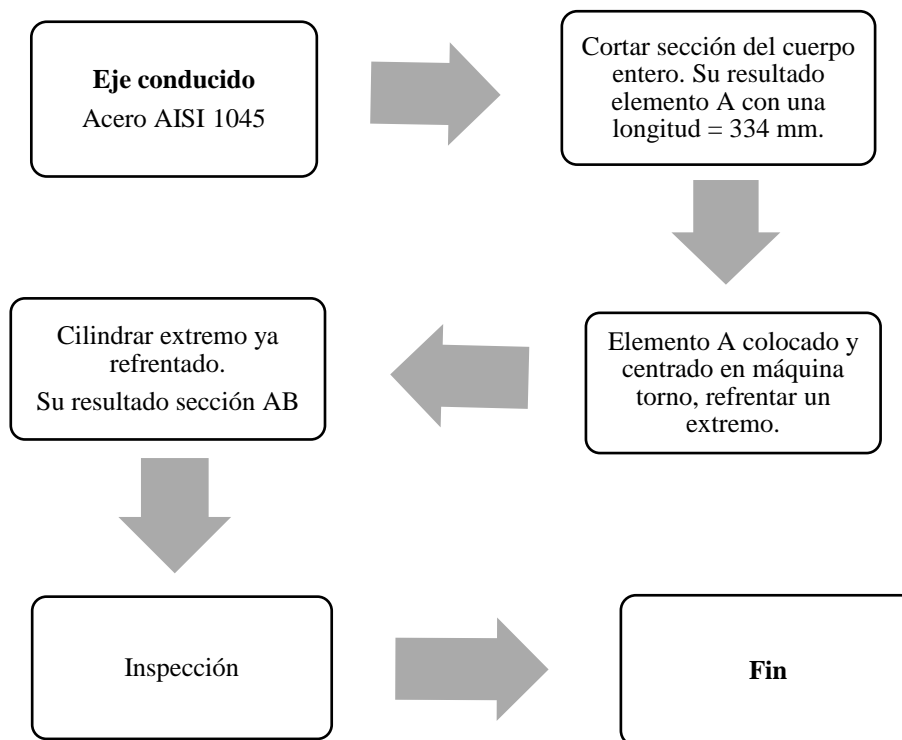


Figura 2.9 Flujograma de manufactura de eje conducido

En la figura (2.10) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras, en el flujograma de la figura (2.9).

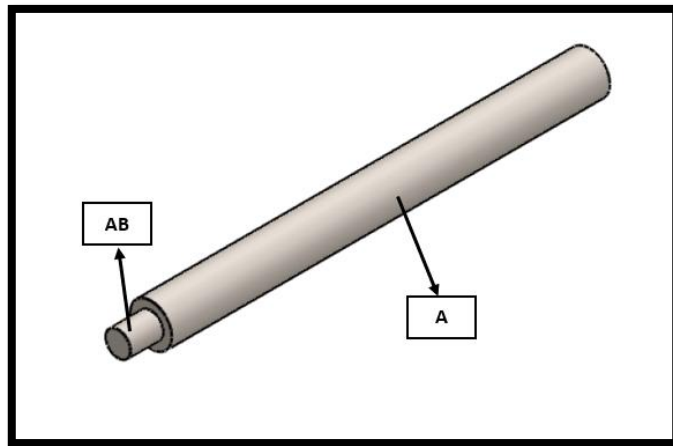


Figura 2.10 Eje conducido

2.17.3 PROCESO DE MANUFACTURA DE CHAVETA

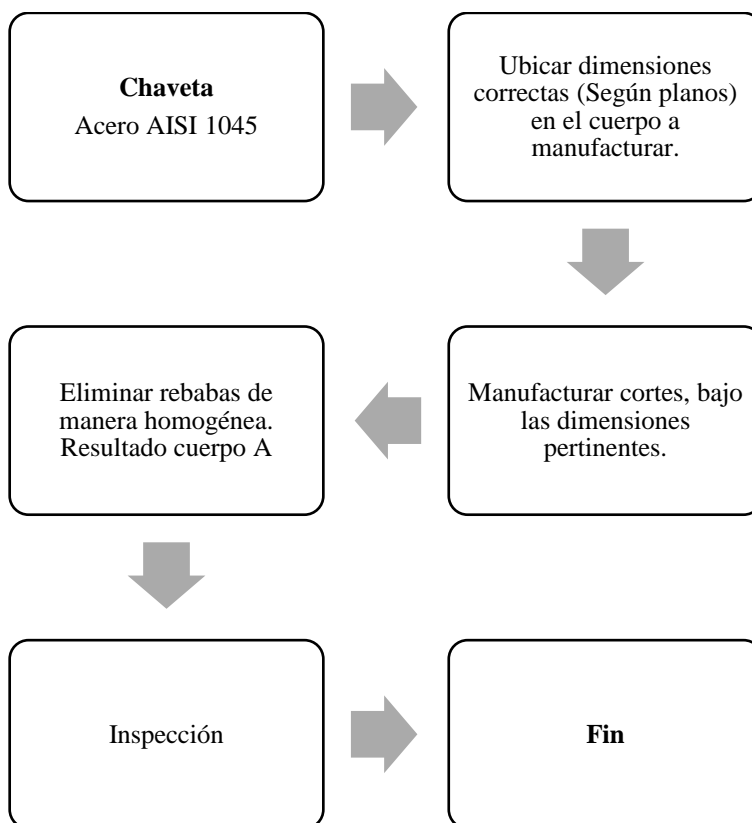


Figura 2.11 Flujograma de manufactura de chaveta

En la figura (2.12) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras, en el flujograma de la figura (2.11).

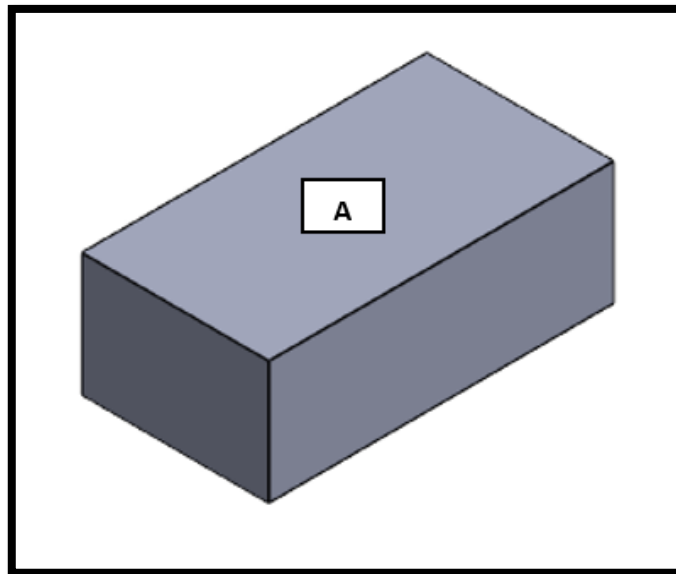


Figura 2.12 Chaveta

2.17.4 PROCESO DE MANUFACTURA DE PLACA DE SOPORTE

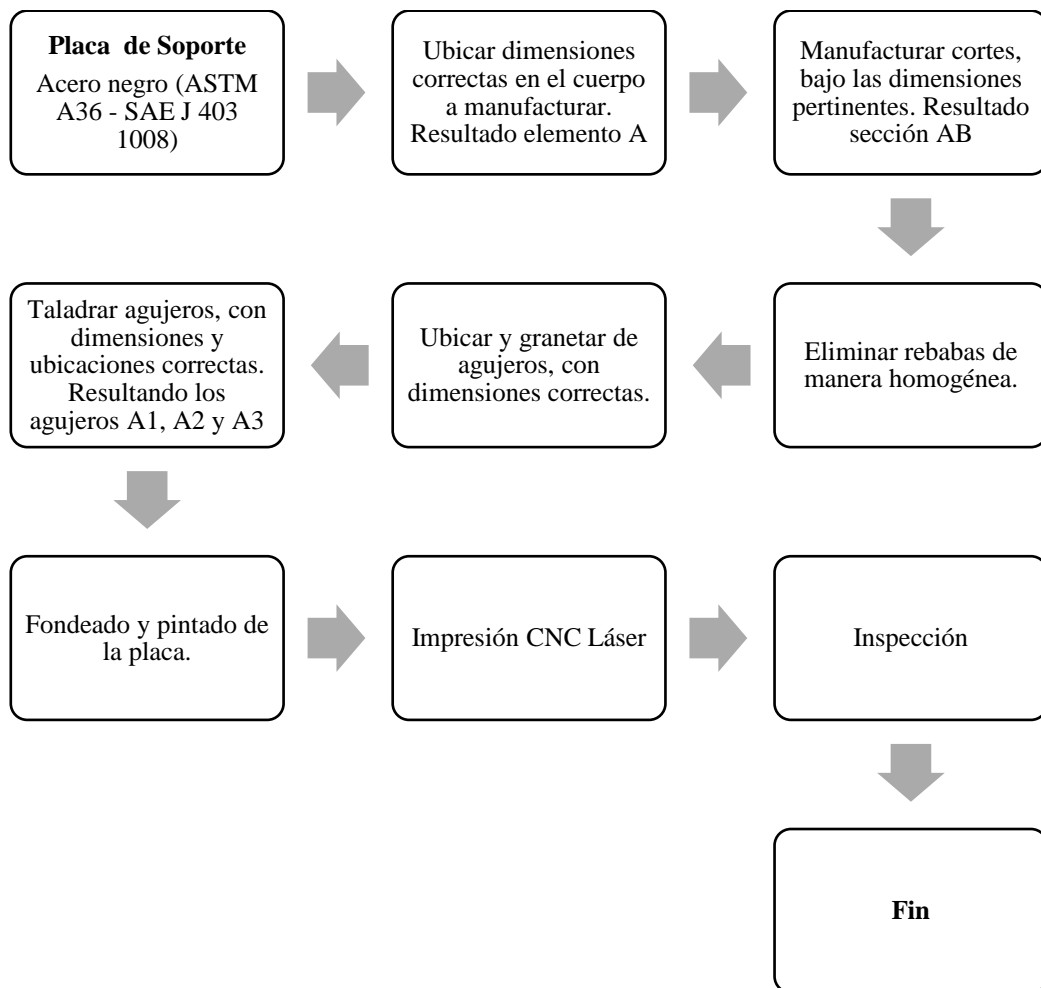


Figura 2.13 Flujograma de manufactura de placa de soporte

En la figura (2.14) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras y números, en el flujograma de la figura (2.13).

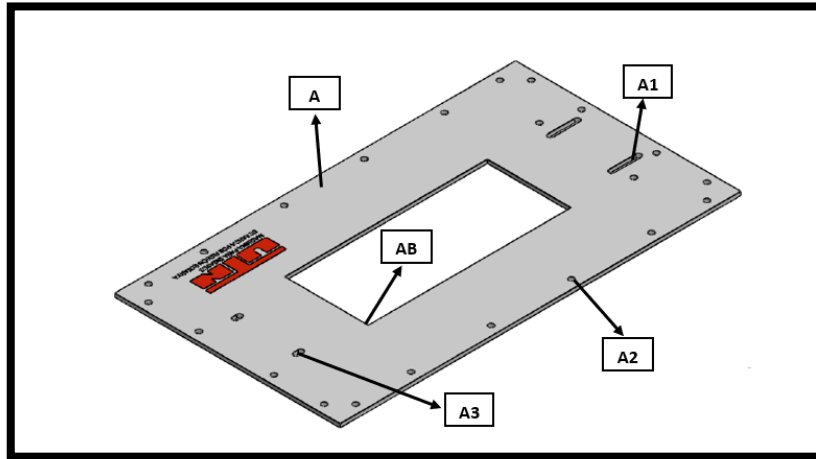


Figura 2.14 Placa de soporte

2.17.5 PROCESO DE MANUFACTURA DE PLACA DE FUERZA

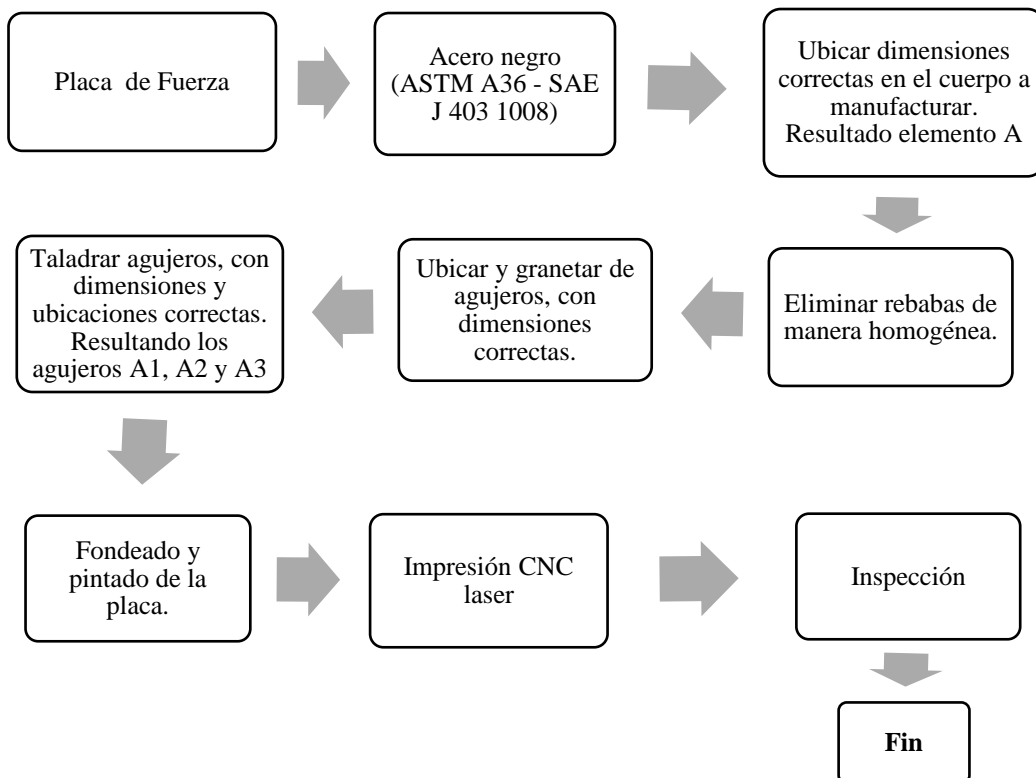


Figura 2.15 Flujograma de manufactura de placa de fuerza

En la figura (2.16) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras y números, en el flujograma de la figura (2.15).

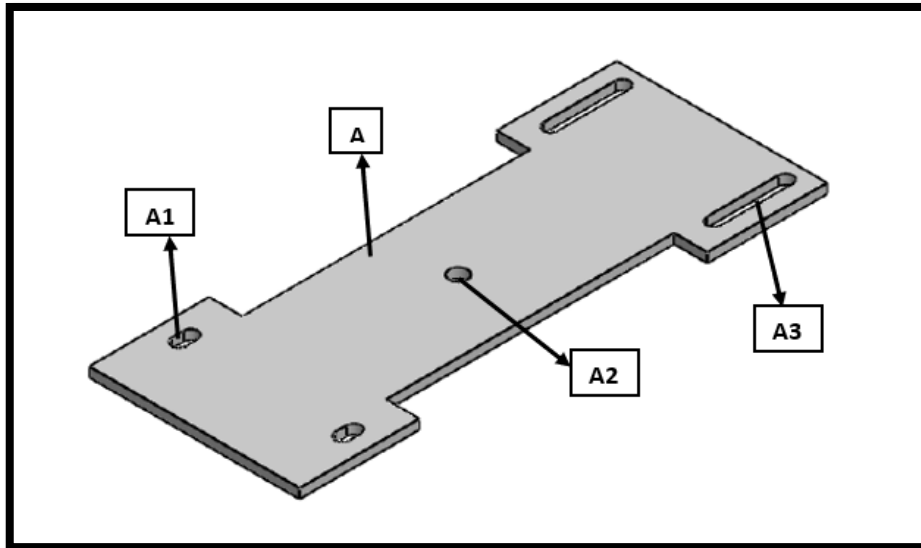


Figura 2.16 Placa de fuerza

2.17.6 PROCESO DE MANUFACTURA DE PLACA DEL MOTOR

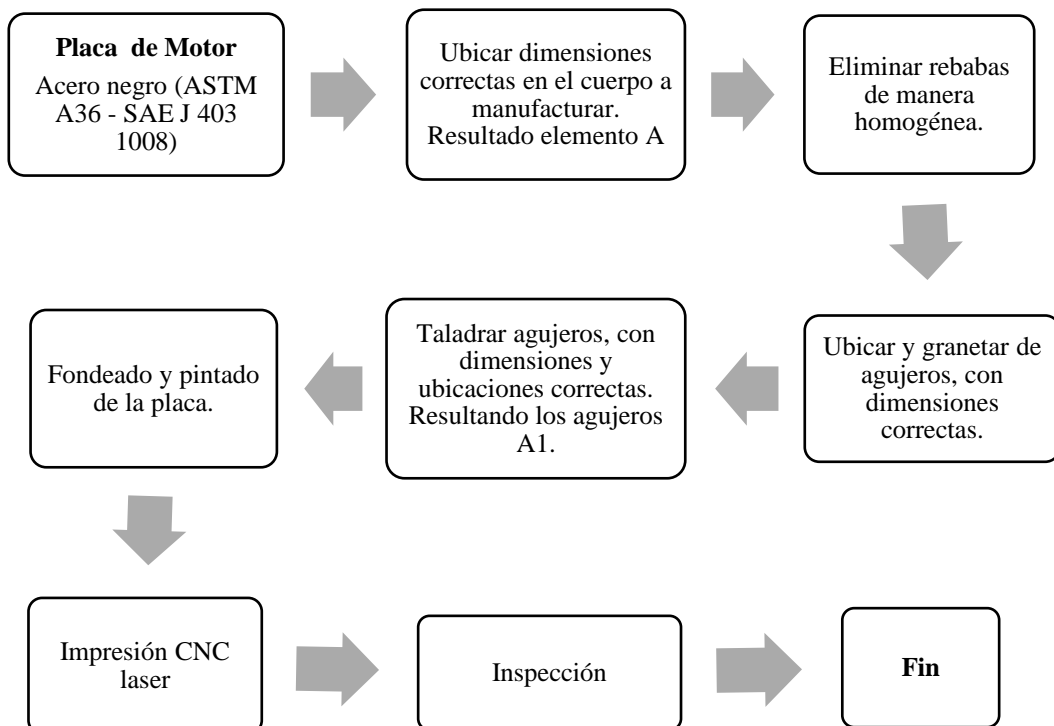


Figura 2.17 Flujograma de manufactura de placa del motor

En la figura (2.18) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras y números, en el flujograma de la figura (2.17).

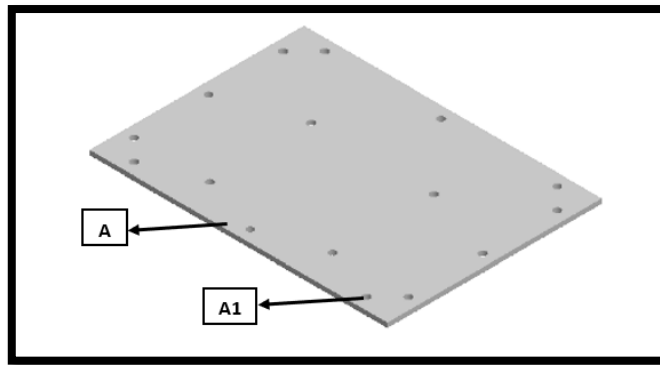


Figura 2.18 Placa del motor

2.17.7 PROCESO DE MANUFACTURA DE MARCOS RÍGIDOS

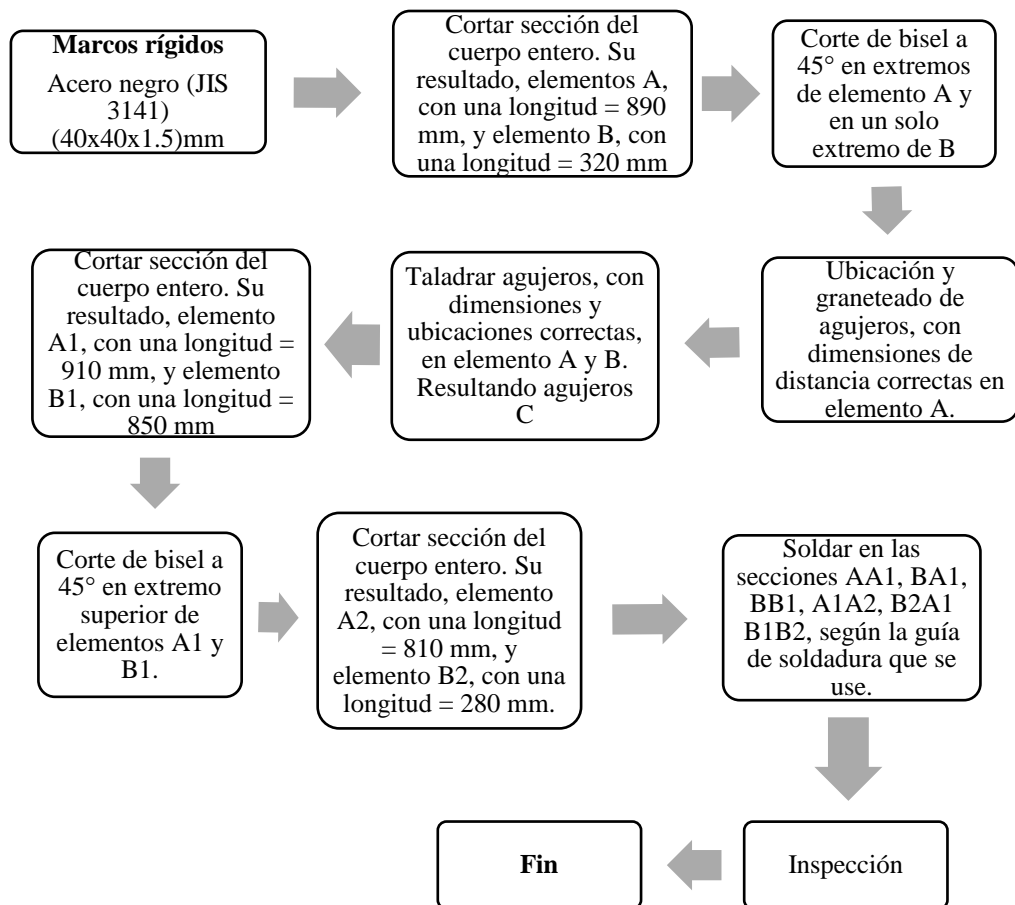


Figura 2.19 Flujograma de manufactura de marcos rígidos

En la figura (2.20) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras y números, en el flujograma de la figura (2.19).

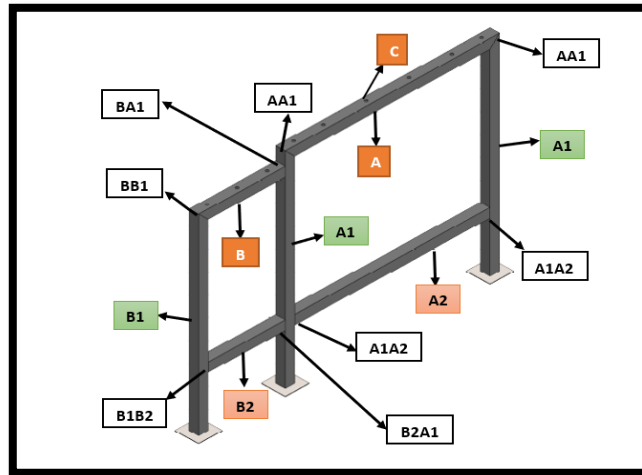


Figura 2.20 Marcos rígidos

2.17.8 PROCESO DE MANUFACTURA DE VIGAS LONGITUDINALES

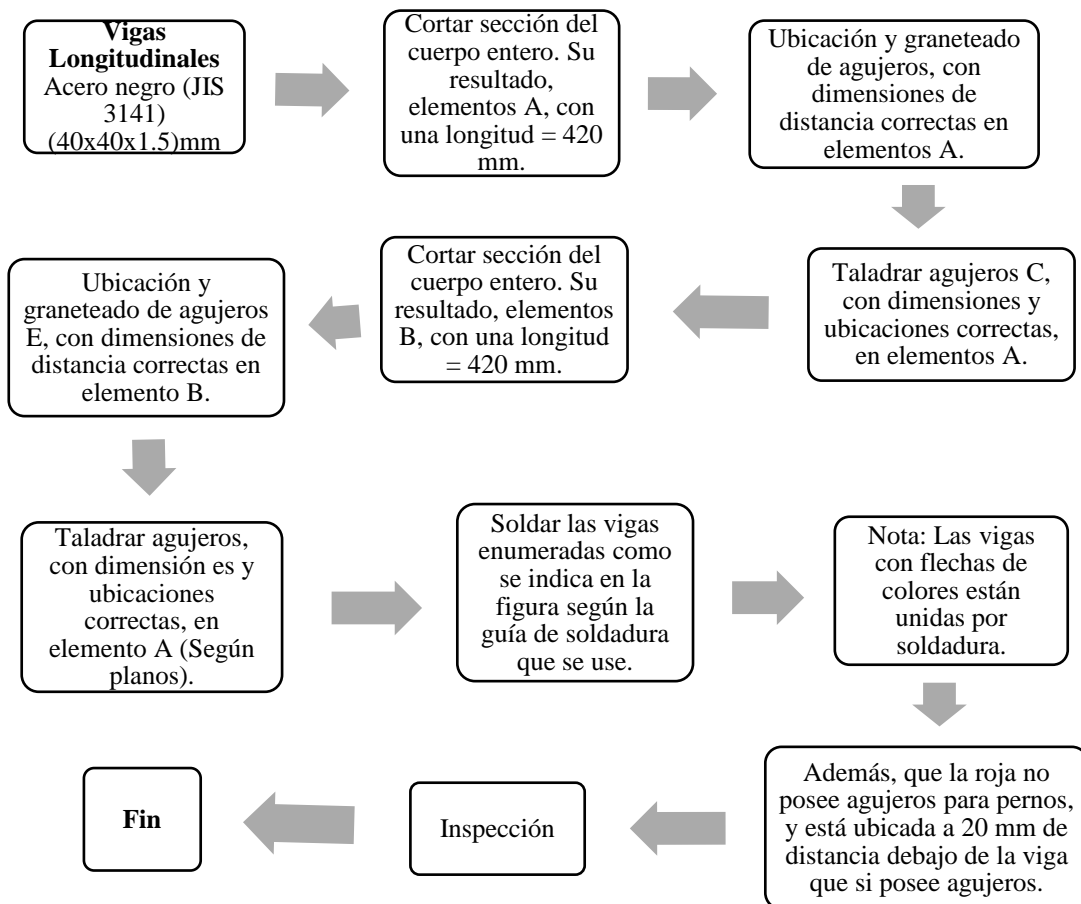


Figura 2.21 Flujograma de manufactura de vigas longitudinales

En la figura (2.22) se podrá observar una cercanía igualitaria al resultado final del proceso de manufactura, al igual que las secciones que fueron asignadas por medio de letras y números, en el flujograma de la figura (2.21).

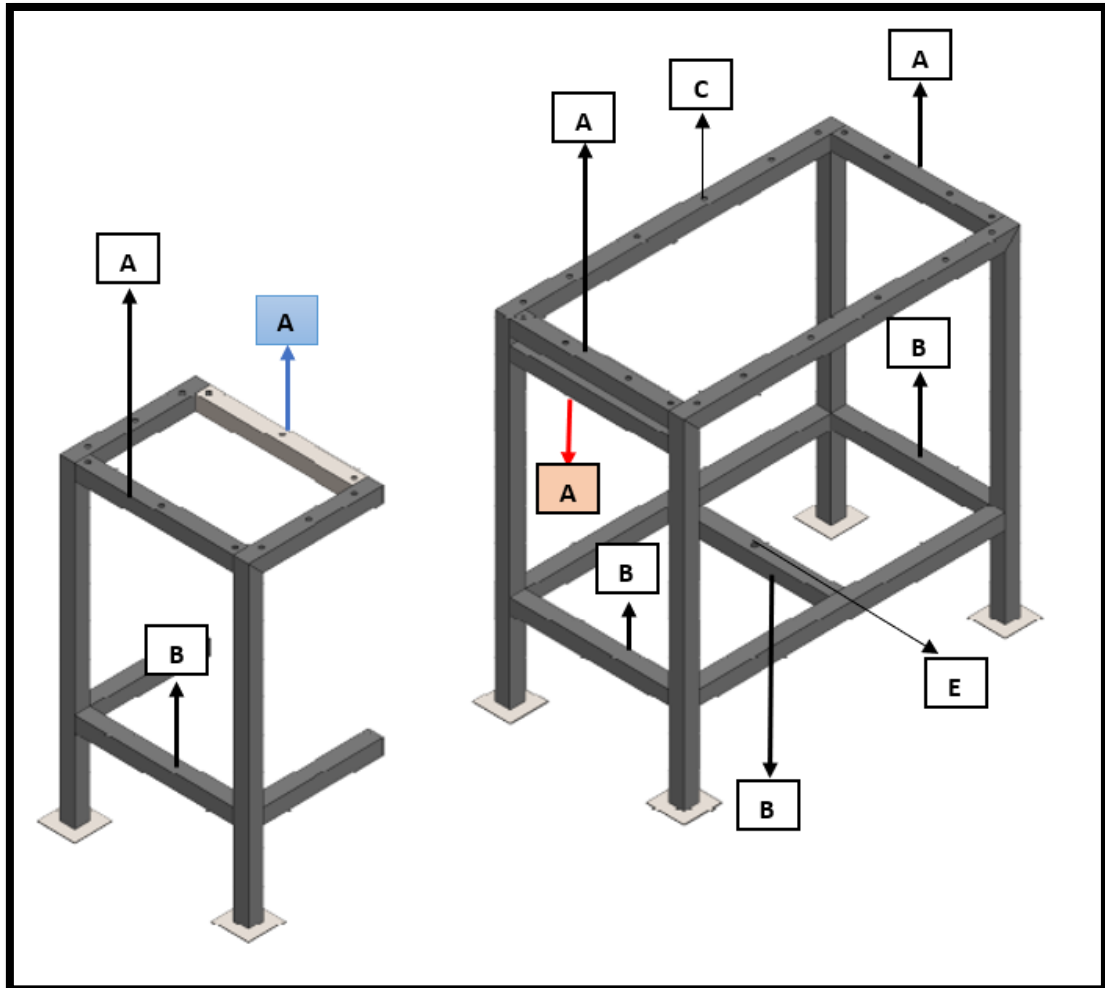


Figura 2.22 Vigas longitudinales

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA MÁQUINA DE ENSAYO POR FLEXIÓN ROTATIVA

El siguiente apartado dará cálculos fiables y precisos de los elementos mecánicos que hacen parte de la máquina de ensayos por flexión rotativa.

3.1.1 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE EJES DE TRANSMISIÓN

La máquina de ensayo de fatiga involucra dos ejes, un eje motriz y otro eje conducido. Los dos ejes están ubicados a una misma distancia, con lo que se puede lograr la estabilidad del sistema en cuanto se pone en marcha el ensayo de fatiga. El cálculo para los dos ejes será simétrico.

Para realizar el diseño de los ejes se selecciona el acero AISI 1045, por ser un acero usado de alta resistencia en la industria automotriz, y su resistencia a la fatiga.

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

Unidades	Kg/mm ²	Ksi
Sy	110	156,41
Sut	70	99,54

3.1.2 CÁLCULO DE EJES PARA CARGAS ESTÁTICAS

Para el cálculo de los ejes de transmisión de potencia será indispensable calcular sus reacciones en la transmisión de potencia, en la determinación de diagramas de cuerpo libre de valores obtenidos en el esfuerzo cortante y momento flector máximo que puede generar el sistema de transmisión de potencia.

El sistema de transmisión se lo considera como una viga simétrica, ver figura (3.1).

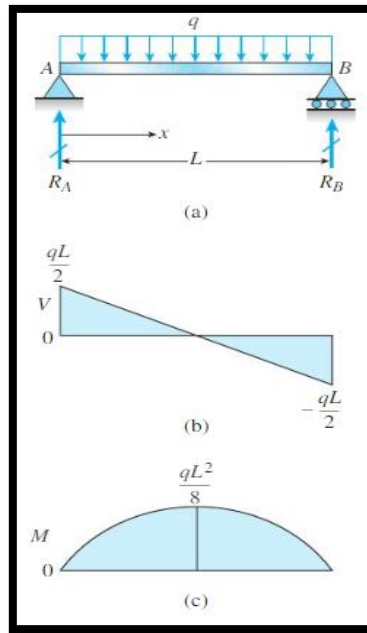


Figura 3.1 Diagrama de fuerza cortante y momento flector de una viga simétrica
(Gere et al. 2009, Pág. 328)

Se realiza la suma de fuerzas ejercidas en el eje Y, y en el punto A, se aplica la sumatoria de los momentos que genera el sistema, de tal forma que se procede a calcular las reacciones en A y D, las cuales van a soportar cargas de la misma magnitud y sentido que son opuestos a las cargas que soportaran B y C.

$$R_A - R_B + R_C + R_D = 0 \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$R_A + R_D = R_B + R_C \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$R_B + R_C = Q \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$R_B = R_C = Q/2 \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde:

$\sum F_y$ = Sumatoria de fuerzas en el eje Y.

R_A = Reacción del rodamiento A, (kg)

R_B = Reacción del rodamiento B, (kg)

R_C = Reacción del rodamiento C. (kg)

R_D = Reacción del rodamiento D. (kg)

Q = Carga máxima del sistema.

Por simetría se asume que:

$$R_B + R_C = Q \quad \text{Ec. 3.5}$$

Se procede a realizar la sumatoria de momentos en A, con los valores determinados:

$$\sum M = 0$$

$$(R_D \times D_{AD}) - (R_B \times D_{AB}) - (R_C \times D_{AC}) = 0 \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$R_D = \frac{(R_B \times D_{AB}) + (R_C \times D_{AC})}{D_{AD}} \quad \text{Ec. 3.7}$$

En la alternativa seleccionada, se da inicio con un diagrama de cuerpo libre.

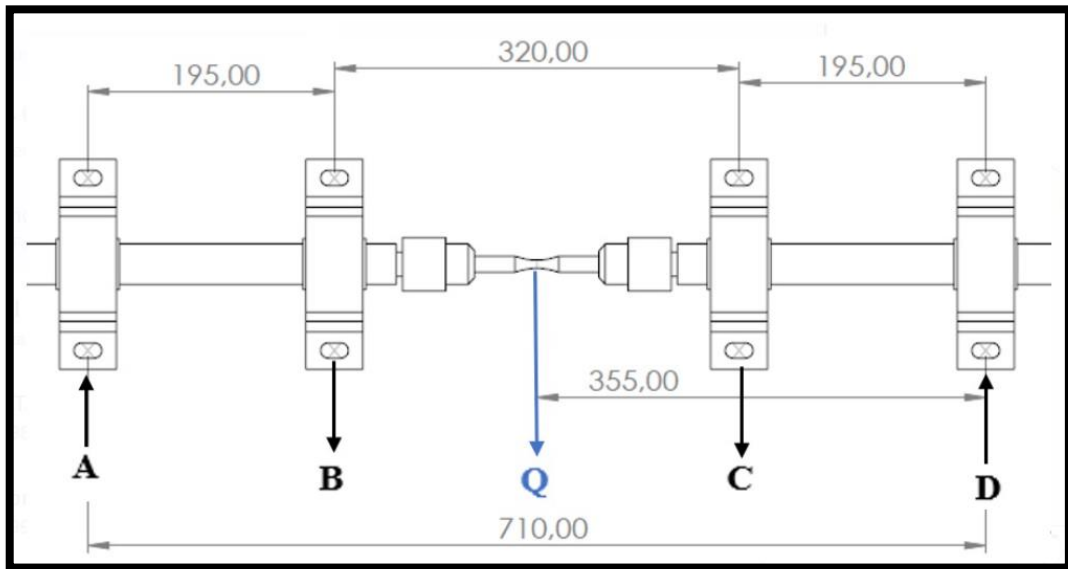


Figura 3.2 Diagrama del cuerpo libre de ejes motriz y conducido

La fuerza que va a proporcionar la carga Q , será el encargado de producir reacciones en el sistema. No existe momentos flectores y los elementos no están sometidos a la fuerza de torsión.

Los apoyos encargados de transferir a la probeta de ensayo la mitad de la carga aplicada son los soportes B y C, que da como resultado $Q/2$ en sentido vertical.

Entonces:

Por simetría en aplicación de cargas en el sistema se determina (Ec.3.3).

$$R_B + R_C = Q \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$R_A + R_D = 50(kg)R$$

Aplicando una suma de momentos en el punto A con la ecuación (3.8), se tiene que:

$$R_D = \frac{(R_B \times D_{AB}) + (R_C \times D_{ACR})}{D_{AD}}$$
$$R_D = \frac{[25(kg) \times 195(mm)] + [25(kg) \times 515(mm)]}{710(mm)}$$
$$R_D = 25(kg)$$

Por lo tanto, $R_A = 25(kg)$, por considerar que es un sistema simétrico.

Cálculo del momento flector por método de áreas es el resultado del producto entre la fuerza resultante del valor cortante por la distancia entre soportes:

$$\overleftarrow{\Sigma M} = b * h \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde:

M = Momento Flector (kg.mm)

b= Esfuerzo Cortante (kg)

h= Longitud entre soportes (mm)

Cálculo de los esfuerzos cortantes en cada uno de los apoyos del sistema con la ecuación (3.1).

- Esfuerzo Cortante en el tramo V (AB)

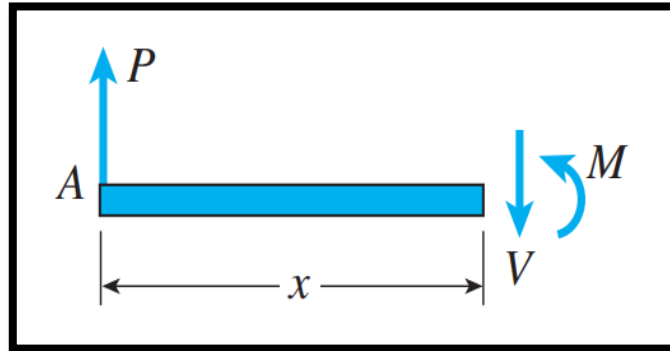


Figura 3.3 Esfuerzo cortante V(AB)

(Gere et al., 2009, Pág. 312)

$$R_A - V_{AB} = 0$$

$$V_{AB} = R_A$$

$$V_{AB} = 25(kg)$$

- Esfuerzo Cortante en el tramo V(BC)

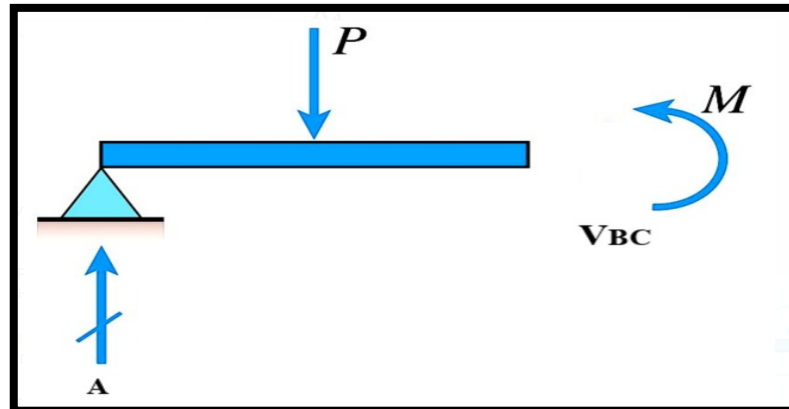


Figura 3.4 Esfuerzo cortante V(BC)

(Gere et al., 2009, Pág. 315)

$$R_A - R_B - V_{BC} = 0$$

$$V_{BC} = R_A - R_B$$

$$V_{BC} = 0 (kg)$$

- Esfuerzo Cortante en el tramo V (CD)

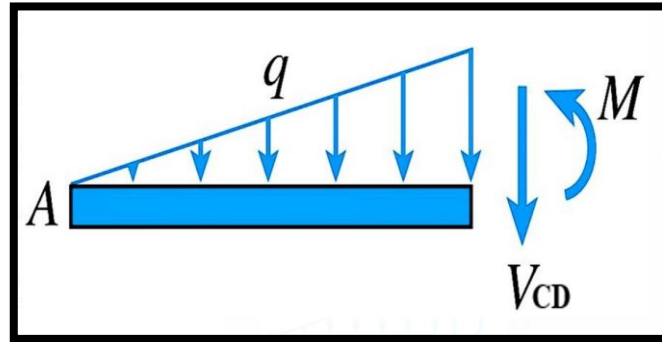


Figura 3.5 Esfuerzo cortante V (CD)

(Gere et al., 2009, Pág. 317)

$$R_A - R_B - R_C - V_{CD} = 0$$

$$V_{CD} = R_A - R_B - R_C$$

$$V_{CD} = -25 \text{ (kg)}$$

Con los resultados que se obtuvo en el apartado anterior, se calcula el momento flector en cada tramo, con el uso de la ecuación (3.9).

Tramo AB

$$\sum M_{AB} = V_{AB} * L_{AB}$$

$$\sum M_{AB} = 25(\text{kg}) * 195(\text{mm})$$

$$\sum M_{AB} = 4875(\text{kg} \cdot \text{mm})$$

Tramo BC

$$\sum M_{BC} = V_{BC} * L_{BC}$$

$$\sum M_{BC} = 0(\text{kg}) * 320(\text{mm})$$

$$\sum M_{BC} = 0 \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$$

Tramo CD

$$\sum M_{CD} = V_{CD} * L_{CD}$$

$$\sum M_{CD} = -25(kg) * 195(mm)$$

$$\sum M_{CD} = -4875 (kg \cdot mm)$$

Después de realizar los cálculos de las reacciones, se traza el diagrama de fuerzas cortantes existentes en el sistema.

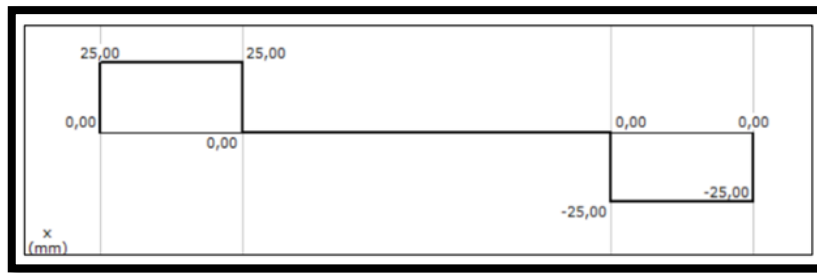


Figura 3.6 Diagrama de fuerzas cortantes

También se traza el diagrama de los momentos flectores que se genera en el sistema de transmisión de potencia.

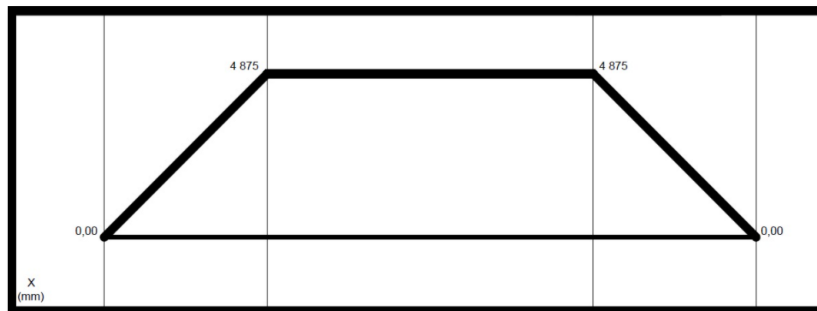


Figura 3.7 Diagrama de momento flector del sistema

Con el valor máximo del momento flector, nos permite calcular el diámetro del eje sometido a cargas estáticas, debido a que el eje motriz y conducido giran sobre los soportes, por lo cual es momento tensor es despreciable lo cual va a establecer la siguiente ecuación:

$$d = \left(\frac{32M*FS}{\pi S_y} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Donde:

d = Diámetro del eje (mm).

M = Momento flector de la sección crítica (kg.mm).

S_y = Resistencia al corte (kg.mm²).

Despejando el factor de seguridad “FS” de la ecuación (3.10), se tiene:

$$FS = \frac{\pi*d^3*S_y}{32*M} \quad \text{Ec. 3.11}$$

El cálculo del diámetro del eje se utilizará la ecuación (3.10), y se establece un factor de seguridad FS=3, por lo tanto, el diámetro del eje será:

$$d = \left(\frac{32 * M * FS}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 4875(kg. mm) * 3}{\pi * 110 (kg/mm^2)} \right)^{1/3}$$

$$d = 11.06 (mm)$$

Una vez obtenido el valor del diámetro del eje para cargas estáticas es aproximado a un eje 1/2 inch. Garantizar la seguridad es prioridad en el diseño estático, se asumirá un eje de 1 ¼ inch, por ser un eje comercial, equivalente a 31.75 mm, con lo que el valor actualizado del factor de seguridad se incrementará a:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * 31.75^3(mm) * 110(kg/mm^2)}{32 * 4875 (kg. mm)}$$

$$FS = 70.9$$

3.1.3 CÁLCULO DE EJES PARA CARGAS DINÁMICAS

El respectivo análisis dinámico se lo realiza debido al trabajo al que van a estar expuestos como es el de esfuerzos variables. Las cargas que aparecen y dan lugar a un esfuerzo a flexión alternante y un esfuerzo torsional invariable en el tiempo.

$$\sigma_{Alt} = \frac{32 * M_a}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Donde:

σ_{Alt} = Esfuerzo Alternante (kg/mm²)

M_a = Momento de Flexión Alternante (kg.mm)

d = Diámetro del eje a carga estática (mm)

El momento alternante es el promedio entre la diferencia de momentos máximos y mínimos del sistema de transmisión de potencia.

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Donde

M_{max} = Momento Flector Máximo (kg.mm).

M_{min} = Momento Flector Mínimo (kg.mm).

La ecuación para determinar el diámetro del eje que se va a encontrar expuesto a cargas dinámicas es:

$$d = \left(\frac{32 * M_a * FS}{\pi * S_e} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 3.14}$$

Donde:

d = Diámetro del eje.

M = Momento flector de la sección crítica

S_e = Resistencia a la Fatiga

FS = Factor de Seguridad

Los factores que se encargan de modificar la resistencia a la fatiga, se determinan de la siguiente ecuación (2.2).

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

Factor de Superficie (Ka)

La ecuación (2.3), es útil para el cálculo de factor de superficie y de la tabla (2.1) se extraen los valores para a y b, considerando una superficie de maquinado o laminado en frío.

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$$a = 2.70$$

$$b = 0.265$$

$$K_a = 2.70 * 99.54^{-0.265}$$

$$K_a = 0.79$$

Factor Tamaño (Kb)

Con la ecuación (2.6), para ejes con diámetro menor a 2 inch determinamos el factor de tamaño.

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107}$$

Donde:

d = Diámetro del eje de transmisión.

$$K_b = \left(\frac{1.25}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.858$$

Factor Confiabilidad (Kc)

De la ecuación (2.7), calculamos el factor K_C .

$$K_c = 1 - 0.08 Z_a$$

Para la confiabilidad se utiliza 99.99 %, de la tabla (2.2).

Donde:

$Z_a = 3.719$; Confiabilidad de 99.99%.

$$K_C = 1 - (0.08 * 3.719)$$

$$K_C = 0.702$$

Factor de Temperatura (Kd)

De la ecuación (2.8), calculamos el factor de temperatura $T \leq 450^\circ \text{ C}$.

$$K_d = 1$$

Factor Varios (Ke)

De la ecuación (2.9).

$$K_e = 1$$

Factor de concentraciones de tensiones (Kf)

La ecuación (2.10), determina la concentración de tensiones debido a la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la figura (1.10).

$$K_f = 0.8$$

3.1.3.1 Límite de Resistencia (Se)

De la ecuación (2.1), donde el valor S_{ut} es tomado de la tabla (3.1), propiedades mecánicas del acero AISI (1045).

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 99.54 \text{ (ksi)}$$

$$S'_e = 49.77 \text{ (ksi)}$$

Entonces la resistencia a la fatiga Ec.2.2 es:

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

$$S_e = 0.79 * 0.858 * 0.702 * 1 * 1 * 0.8 * 49.77 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 18.94 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 13.32 \text{ (kg/(mm}^2\text{))}$$

Para llegar a determinar el momento alternante M_a se utilizará la ecuación (3.13).

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{4875 \text{ (kg.mm)} - [-4875 \text{ (kg.mm)}]}{2}$$

$$M_a = 4875 \text{ (kg.mm)}$$

Se calcula el diámetro del eje sometido a cargas dinámicas con un factor de seguridad de 3 con la ecuación (3.14).

$$d = \left(\frac{32 * M * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 * 4875 \text{ (kg.mm)} * 3}{\pi * 13.32 \text{ (kg/mm}^2\text{)}} \right]^{1/3}$$

$$d = 22.36 \text{ (mm)}$$

$$d = 0.88 \text{ (inch)}$$

Se recalcula el factor de tamaño para el diámetro calculado con la ecuación (2.6).

$$K_b = \left(\frac{0.88}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.89$$

Por consiguiente, el nuevo cálculo a realizar es el nuevo valor de la resistencia a la fatiga con la ecuación (2.2).

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

$$S_e = 0.79 * 0.87 * 0.702 * 1 * 1 * 0.8 * 49.77 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 19.21 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 13.50 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Se procede a calcular el diámetro del eje corregido:

$$d = \left[\frac{32 * 4875 \text{ (kg.mm)} * 3}{\pi * 13.50 \text{ (kg/mm}^2\text{)}} \right]^{1/3}$$

$$d = 22.26 \text{ (mm)}$$

Ya con el nuevo cálculo, el diámetro del eje que se va a someter a cargas dinámicas, se va a seleccionar un eje de 1 ¼ inch, lo cual equivale a 31.75 mm, ya con la selección del nuevo diámetro de Factor de seguridad, que se genera en estado dinámico es:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_e}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * 31.75^3 \text{ (mm)} * 13.50 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{32 * 4875 \text{ (kg.mm)}}$$

$$FS = 10$$

3.1.4 CÁLCULO DE CHUMACERAS

Para que un rodamiento sea seleccionado a una tarea específica, se debe considerar algunas variables como son la carga dinámica, velocidad máxima, lubricación y durabilidad.

Los rodamientos que se encuentran expuestos a cargas radiales, se toman como referencia el cálculo en base a los ejes de transmisión, dando como consecuente determinar el diámetro mínimo.

Algunos de los parámetros de selección son:

- Establecer diámetro del eje donde se involucra y actúa el rodamiento.
- Detalle de la duración del diseño del rodamiento en función de la tabla (3.2), donde se detalla la maquina seleccionada a diseñar.

Tabla 3.2 Horas de servicio dependiendo del tipo de maquinaria

Tipos	Horas	Observaciones
Maquinaria Pesada		
Excavadoras Orugas	2000 a 5000	Polvo en exceso, carga no balanceada.
Rodillos Vibratorios	4,000 a 8,000	
Trituradoras, Molinos	20,000 a 40,000	Carga no proporcionada.
Motores Eléctricos		
Motores Pequeños	2,000 a 5,000	Utilizado en Electrodomésticos
Motores Industriales	30,000 a 70,000	Garantía de funcionabilidad
Electrodomésticos	500 a 2,000	Funcionamiento Leve y a corto plazo
Herramientas Manuales	3,000 a 10,000	Tiempo de funcionamiento limitado
Maquinaria de Carpintería	3,000 a 10,000	Altas velocidades, diferentes residuos
Rodillos Transportadores	15,000 a 100,000	Anclajes de estructura.
Engranajes		
Engranajes de gran tamaño	40,000 a 100,000	Fiabilidad Operativa
Compresores	5,000 a 30,000	Elevación de presión, mediante movimiento.
Reductores Industriales	5,000 a 20,000	Alta demanda

Tabla 3.2 Horas de servicio dependiendo del tipo de maquinaria (**Continuación...**)

Vehículos Ferroviarios	20,000 a 75,000	Fiabilidad Operativa
Planta de Energía	80,000 a 200,000	Elevada seguridad en operación
Maquinaria Agrícola		
Tractores	4,000 a 8,000	Polvo en exceso.
Maquinaria de Construcción	1,000 a 2,000	Tiempo alternante
Molinos y Trituradoras	30,000 a 70,000	Amortiguamiento de Oscilaciones
Fábrica de Papel		
Maquina con Zona Húmeda	75,000 a 100,000	Alta fiabilidad requerida
Maquina con Zona Seca	100,000 a 150,000	Parcialmente altas temperaturas
Bombas		
Bombas Centrifugas	20,000 a 80,000	Sistema Rotodinámico
Bombas de Pistón	1,000 a 10,000	Sistema Hidráulico
Bombas de Engranajes	1,000 a 10,000	Bombeo de fluidos
Otros		
Agitadores	30,000 a 50,000	Rotación de Propulsores
Equipos Vibratorios	10,000 a 20,000	Propia Ejecución de Vibración
Motores de Desequilibrio	2,500 a 7,500	Propia Ejecución de Vibración
Aficionados	20,000 a 100,000	Alta fiabilidad Operativa
Laminadoras	10,000 a 50,000	Exposición a Exceso de Polvo
Herramientas	10,000 a 50,000	Alta Presión de Funcionamiento
Centrifugas	10,000 a 20,000	Altas Aceleraciones
Elevadores	10,000 a 15,000	Alta seguridad de funcionamiento

Para realizar el cálculo que determine las horas de servicio de un rodamiento se utiliza:

$$L_{10h} = \frac{\text{límite inferior} - \text{límite superior}}{2L} \quad \text{Ec. 3.15}$$

La capacidad del rodamiento se va a determinar, en base a la carga dinámica básica requerida, C, utilizando la ecuación:

$$C = P_d(L_{10h} * 60 * n/10^6)^{1/p} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica (N)

P_d = Carga radial de diseño (N)

n = Velocidad de Giro (RPM)

$p = 3$ para rodamientos de bolas y $(10/3)$ para rodamientos de rodillos

Donde, con la obtención del resultado se selecciona el rodamiento óptimo, considerando la respectiva capacidad de carga; Con la siguiente consideración $C_r > C$.

Entonces:

- C_r = Es la respectiva capacidad de carga dinámica reflejado en las tablas disponibles.
- Los rodamientos que van a ser utilizados para la transferencia de carga, mediante elementos de contacto rodante, en lugar de contacto deslizante.
- En la implementación de rodamiento, es necesario determinar la carga radial que actuara sobre el rodamiento.

La carga por rodamiento viene de tal manera que:

$$R_1 = P_d = 25(kg)$$

El diámetro admisible de los ejes de transmisión y conducido este dado y determinado en 31.75 mm o 1 ¼ inch.

Con base en la tabla (3.1), y la Ecuación (3.15), las horas nominales de servicio y funcionamiento (L_{10h}), y el diseño de rodamientos para el tipo de funcionamiento de la maquina es:

$$L_{10h} = \frac{10000 + 15000}{2}$$

$$L_{10h} = 12500h$$

La máquina rodea un promedio entre 10500 a 12500 horas de servicio y funcionamiento nominal, logrando establecer como una máquina de alta fiabilidad en periodos de tiempo pequeños.

Ahora se realizará el cálculo, de la capacidad de carga dinámica básica que se requiere: Esto se va a fundamentar con la ecuación (3.16).

$$C = 245 \left(\frac{12500h * 60 * 1800rpm}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 2841.292(N)$$

Se verifica con la herramienta y catalogo SKF, por lo cual se va a seleccionar un rodamiento del tipo Y, cuyas características son las siguientes:

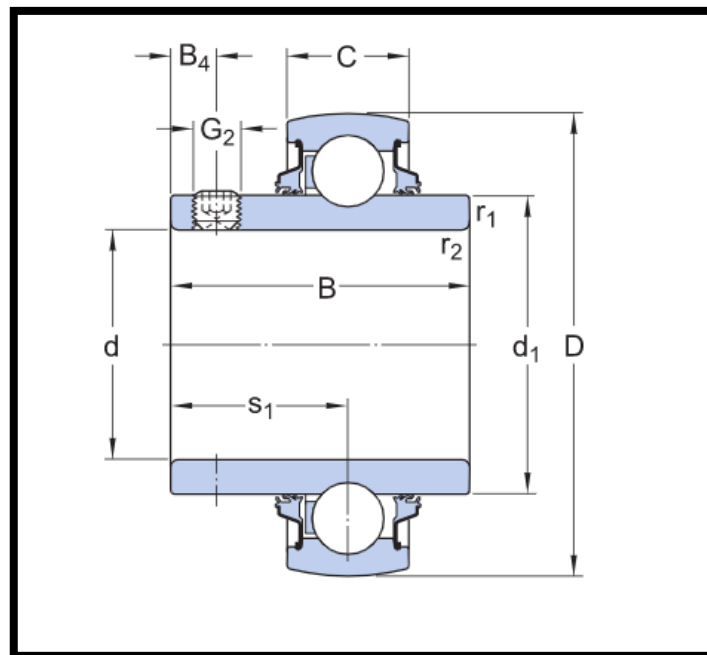


Figura 3.8 Dimensiones del rodamiento tipo Y
(SKF 2021)

Con la disponibilidad del catálogo SKF, el soporte para el rodamiento es seleccionado bajo un medio para sujetar la unidad del rodamiento a la estructura de la máquina, la tabla (3.3), va a revelar características de la unidad completa.

Tabla. 3.3 Dimensiones del rodamiento (mm)

d	31,75	Diámetro del Agujero
D	62	Diámetro Exterior
B	38,1	Ancho del aro interior
C	18	Ancho del aro exterior
d1	39,7	Diámetro exterior del aro interior
B4	5	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
r1.2	min. 0,6	Dimensión del Chaflan
S1	22,2	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

Fuente:(SKF 2021)

3.1.5 CÁLCULO DE POTENCIA DEL MOTOR

La potencia mínima que será requerida para el motor, está dada en función del momento de torsión, la cual se aplicara para cada uno de los rodamientos, que conforman el sistema de transmisión.

Esta fuerza será la única se proponga oposición al movimiento de los ejes.

Para determinar el momento de torsión mínimo que se necesita, para superar la fuerza de rozamiento, se utilizara la ayuda de la siguiente ecuación:

$$T = \frac{\mu * F * d}{2} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Donde:

T = Momento de Torsión (Nm)

μ = Coeficiente de Rozamiento del rodamiento

d = Diámetro del agujero interno del rodamiento (m)

Tabla 3.4 Coeficientes de fricción en rodamiento

Tipos de Rodamientos	Coefficiente de Fricción
Rodamiento rígido de bolas, abierta	0,0010 a 0,0015
Cojinete de bolas de contacto angular, una hilera	0,0020
Cojinete de bolas de contacto angular, dos hileras	0,0025
Cuatro puntos de bolas de contacto	0,0025 a 0,0040
Auto balón apoyo pivotante, sellado	0,0010 a 0,0020
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0,0015 a 0,0020
Rodamiento de rodillos cilíndricos, lleno completo.	0,0020 a 0,0040
Rodamiento de rodillos esféricos	0,0020 a 0,0025
Rodamiento de rodillos cónicos, de hilera	0,0015 a 0,0020
Cojinete de bolas de empuje	0,0010 a 0,0020
Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje	0,0050 a 0,0070
Rodamiento de rodillos esféricos de empuje	0,0020 a 0,0030

Fuente:(SKF 2021)

Para la potencia del motor, que va a producir el movimiento en los ejes, se calcula con la ecuación siguiente:

$$H_p = \frac{T * RPM}{63000} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde:

H = Potencia del motor (Hp)

RPM = Numero de revoluciones del motor (RPM)

63000 = Indica el trabajo por minuto

Ahora, utilizando la Ecuación (3.17), se calcula el momento de torsión.

$$T = \frac{\mu * F * d}{2}$$
$$T = \frac{0.0015 * 25(kg) * 31.75(mm)}{2}$$

$$T = 0.595 (kg. mm)$$

$$\therefore T = 5.95 (N. mm)$$

Basado en el diseño de soportes, se establece que son una cantidad de 4 rodamientos establecidos, por lo que el resultado del momento tensor, se multiplicara 4 veces para así lograr una estabilidad en el sistema.

$$T_t = T * 4$$

$$T_t = 5.95(N. mm) * 4$$

$$T_t = 0.238 (lb. in)$$

→ Reemplazando en la Ecuación (3.18):

$$H_p = \frac{T * RPM}{63000}$$

$$H = \frac{0.238 * 1800}{63000}$$

$$H = 0.0068 HP$$

La potencia mínima requerida es de 0.0068 (Hp), la cual se encarga de subyugar a los rodamientos y transmitir el movimiento a los ejes, de acuerdo con la normativa ISO 1143, donde especifica que el rango de trabajo se lo podrá hacer de 900 hasta 1200 rpm, entonces se realiza la elección de un motor de 1.5 Hp y de 1725 rpm.

3.1.6 CÁLCULO DE LA CHAVETA PARA LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La utilización de una chaveta, en la máquina de ensayos es ineludible, ya que requiere transmitir la potencia desde el eje del motor hasta el eje motriz, logrando transmitir el par de torsión a los elementos rotatorios como son los ejes.

Existen modos de falla de una chaveta que transmite momento torsional:

- Falla por compresión y aplastamiento.
- Falla por cortante.

Con la ayuda de un diagrama de las fuerzas que actúan sobre la chaveta:

Donde:

F = Es provocada por el giro del eje, donde se va a generar una reacción del cubo sobre la chaveta R.

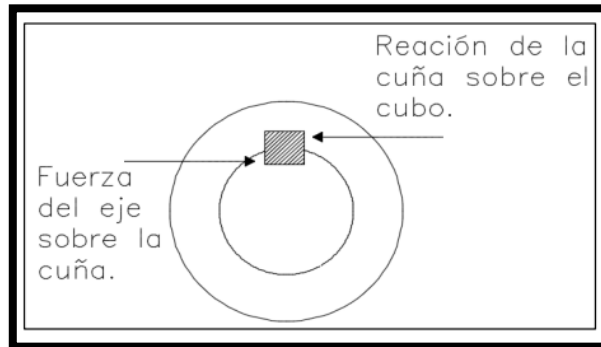


Figura 3.9 Fuerzas aplicadas sobre la cuña

Se analiza las fuerzas que actúan directamente con la chaveta, ya que no se determina la posición exacta donde influye cada fuerza.

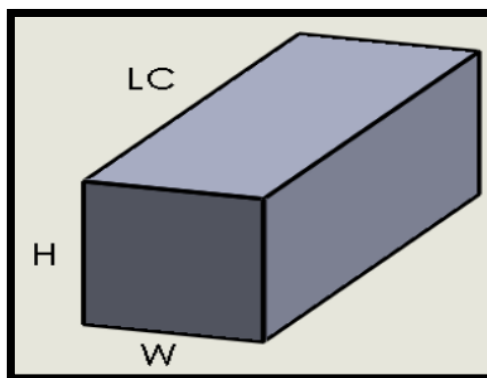


Figura 3.10 Dimensión de la chaveta

Donde:

L_c = Longitud de la chaveta (mm)

w = Ancho de la chaveta (mm)

h = Altura de la chaveta (mm)

En el diseño se procede a igualar los esfuerzos cortantes admisibles y el esfuerzo cortante de diseño, así la teoría de falla por corte se determina:

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{2 T}{d * w * L_c} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante admisible (kg/mm²)

d = Diámetro del eje (mm)

w = Ancho de la chaveta (mm)

L_c = Longitud de la chaveta (mm)

∴ Para el cálculo del esfuerzo cortante admisible se debe determinar la longitud necesaria de la chaveta:

$$L_c = \frac{2 * T * F_S}{0.5 * S_y * D * w} \quad \text{Ec. 3.20}$$

Para la falla por compresión, se procede a combinar el esfuerzo cortante que produce en un lado de la chaveta, cuando interactúa con el chavetero del eje y además también realiza contacto con el otro lado del chavetero.

$$\sigma = \frac{4 T}{D * L_c * h} \quad \text{Ec 3.21}$$

Donde:

σ = Esfuerzo de compresión admisible (kg/mm²)

Así la falla sucede en la superficie que tenga la menos resistencia a la fluencia por compresión.

La longitud de la chaveta para el modo de falla por compresión es:

$$L_c = \frac{4 * T * F_S}{D * h * S_y} \quad \text{Ec 3.22}$$

El factor de seguridad FS es (3), para aplicaciones industriales.

La chaveta diseñada es la encargada de transmitir la potencia que genera el motor eléctrico entre acople flexible y los ejes.

La chaveta se diseña y dimensiona para un eje de 31.75 mm o 1 ¼ inch.

Tabla 3.5 Dimensiones de chavetas rectangulares

Diámetro del eje en (mm)		Tamaño de la cuña (mm)		Profundidad de la Cuña (mm)
Desde	Hasta	W	h	
22,23	31,75	6,35	4,76	2,38

La distribución de fuerzas que se ejercen sobre el eje, que influyen directamente.

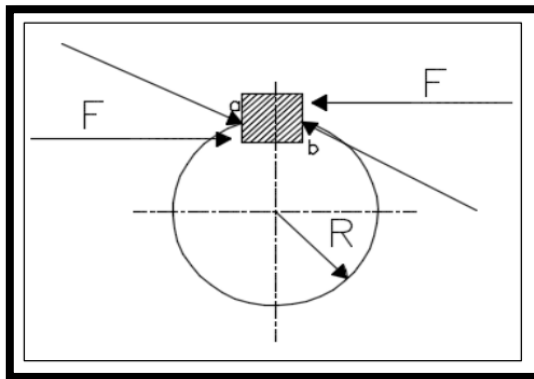


Figura 3.11 Repartición de fuerzas

El acero AISI SAE (1045), es un acero de grado maquinaria, por lo cual cumple con lo requerido para el diseño.

Tabla 3.6 Propiedades del Acero AISI 1045

Resistencia Mecánica	Punto de Fluencia	Elongación	Coefficiente de Poisson
(N/mm ²)	(N/mm ²)	%	
410-520	235	20	0,29

Fuente:(Dipac 2021 Pág. 50)

Entonces para calcular el momento tensor se utiliza la ecuación:

- La condición es utilizar el motor de 1HP.

$$T = \frac{H * 63000}{w}$$

$$T = \frac{1.5(\text{hp}) * 63000}{1725 (\text{rpm})}$$

$$T = 54.7 (\text{lb. inch})$$

$$T = 6.18 (\text{N. m})$$

$$T = 510 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right)$$

Ahora, aplicando la Ecuación (3.19), se obtiene la longitud de la chaveta; Se toma en cuenta que, para maquinaria de uso industrial, el Factor de Seguridad es (3), para que sea aplicable en la formula.

$$L_{ch} = \frac{2 * T * Fs}{0.5 * S_y * D * w}$$

$$L_{ch} = \frac{2 * 510(\text{kg. mm}) * 3}{0.5 * 37.75 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right) * 31.75(\text{mm}) * 6.35(\text{mm})}$$

$$L_{ch} = 0.8 (\text{mm})$$

Entonces el esfuerzo cortante se calcula con la ecuación (3.19).

$$\tau = \frac{2T}{D * w * L_{ch}}$$

$$\tau = \frac{2 * 510 (\text{kg. mm})}{31.75(\text{mm}) * 6.35(\text{mm}) * 0.65(\text{mm})}$$

$$\tau = 7.78 (\text{kg. mm}^2)$$

De acuerdo con el cálculo realizado, la mínima longitud de la chaveta es 0.8 mm, entonces, para el diseño y un funcionamiento eficiente y seguro la dimensión será la del cubo del eje motriz.

3.1.7 SELECCIÓN DEL ACOUPLE FLEXIBLE

El acople que debe existir entre la maquina y los ejes que transmiten el movimiento, es una variable muy importante a considerar, por su funcionamiento y seguridad con la que debe realizar su operación.

$$C = \frac{7160 * H}{n} \quad \text{Ec. 3.23}$$

Donde:

C = Par nominal a transmitir (N.m)

H = Potencia Nominal del Motor (Hp)

n = Velocidad de Rotación (rpm)

El coeficiente de seguridad está en función de las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1), las frecuencias de arranque (k_2), el número de horas de funcionamiento por día (k_3).

$$K = k_1 * k_2 * k_3 \quad \text{Ec 3.24}$$

Donde:

k_1 = Irregularidades en par de torsión.

k_2 = Frecuencia de Arranque

k_3 = Número de horas de funcionamiento.

Con el cálculo del valor del factor de corrección se determina el par torsión nominal efectiva del acoplamiento, con la ecuación:

$$C_e = k * C \quad \text{Ec. 3.25}$$

El par nominal que va a soportar el acople flexible para transmitir la potencia del motor a los ejes de transmisión, se lo realiza con la ayuda de la ecuación (3.23).

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

$$C = \frac{7160 * 1(Hp)}{1800 rpm}$$

$$C = 3.98 (N.m)$$

$$C = 405.70 (kg.mm)$$

Los factores de corrección por servicio multiplicados con la ecuación (3.24).

- $k_1 = 1$ (línea de ejes)
- $k_2 = 1.2$ (máximo 10 arranques por hora)
- $k_3 = 1$ (1 a 2 horas de funcionamiento diario)

$$k = k_1 * k_2 * k_3$$

$$k = 1 * 1.2 * 1 = 1.2$$

$$k = 1.2$$

Con el factor de corrección calculado, y con la ayuda de la ecuación (3.25), el par nominal efectivo que debe soportar el acoplamiento será:

$$C_e = k * C$$

$$C_e = 1.2 * 405.70 (kg.mm)$$

$$C_e = 486.84 (kg.mm)$$

3.1.8 DISEÑO DE BARRA DE CARGA

La barra de carga es un elemento mecánico de sección transversal circular que estará soportando la carga, por lo que estará expuesta a una tensión axial.

- En el diseño de la barra de carga, su carga máxima será de 50 Kg.
- En el diseño de la barra de carga, se mantiene una sección constante.

El diseño será necesario en la barra de mayor longitud, dicho de otra manera, la barra móvil, por lo que es más susceptible a sufrir tracción, con los resultados que se obtenga, serán equitativos e iguales al momento de aplicar a la barra de carga fija.

En la elección del material para la construcción de las barras de carga, placas y estructuras metálicas, se seleccionará el acero ASTM A-36, de este modo se cuenta con la confiabilidad de ser usado en estructuras de acero soldadas y atornilladas, en efecto para usos generales del sector de la construcción y la ingeniería (METINVEST 2019).

Propiedades mecánicas del Acero A-36, se muestran en la tabla (3.7).

Tabla 3.7 Propiedades mecánicas del Acero A-36

Unidades	Mpa	kg/mm ²	Kpsi
Sy	248,6	25,36	36
Sut	400	64,34	42

Fuente:(Dipac 2021, Pág. 12)

Cuando ya se estableció el material, se realiza el diagrama de cuerpo libre de la barra de carga como se observa en la figura (3.12).

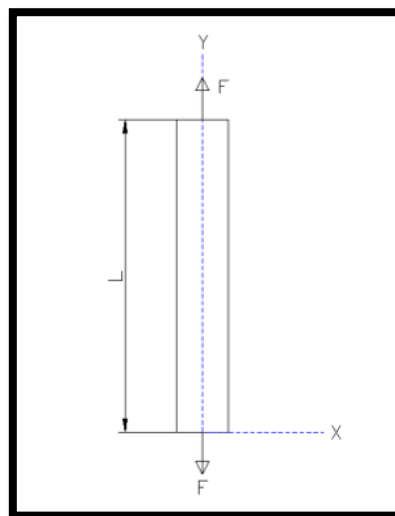


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga

En el análisis del diagrama de cuerpo libre, se aprecia que existe un esfuerzo normal en el eje Y de tracción, por consecuente se obtiene la siguiente ecuación:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3.26}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{Ec. 3.27}$$

Donde:

A = Área transversal de la varilla.

d = Diámetro de la varilla.

Reemplazando la ecuación (3.27) en (3.26)

$$\sigma_y = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\sigma_y = \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{Ec. 3.28}$$

∴ al tratarse de un esfuerzo de tracción siempre se tiene:

$$\sigma_x = 0 \quad y \quad \tau_{xy} = 0$$

Por consiguiente;

$$\sigma_x = \sigma_y \quad , \quad \sigma_2 = 0 \quad y \quad \sigma_3 = 0$$

∴ Aplicando el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

Para el diseño de la barra de carga, la ecuación de la Teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

∴ se va a obtener:

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 3.29}$$

Al igualar las ecuaciones (3.28) y (3.29), va a generar la siguiente ecuación:

$$\frac{4F}{\pi d^2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 3.30}$$

En el apartado siguiente, se encuentra la fórmula para calcular el diámetro de la barra de carga, donde se despeja d de la ecuación (3.28).

$$d^2 = \frac{4Fn}{S_y\pi}$$
$$d = \sqrt{\frac{4Fn}{S_y\pi}} \quad \text{Ec. 3.31}$$

Con referencia en la ecuación (3.31) se procederá a calcular el diámetro de la barra de carga, utilizando un factor de seguridad de 6.

$$d = \sqrt{\frac{4Fn}{S_y\pi}}$$
$$d = \sqrt{\frac{4 * 50 * 6}{25.36 * \pi}}$$
$$d = 3.90 \text{ (mm)}$$

Ahora basados en criterios de construcción y poderío, el eje será de un diámetro de 15 (mm), puesto que es un producto comercial y con propiedades que se adaptan a las condiciones (Adelca 2021, Pág. 22).

3.1.9 DISEÑO DE PLACAS

El cálculo y diseño de las diferentes placas que conforman la máquina para ensayos de fatiga, se discurren las mismas como vigas de sección constante.

Por consiguiente se debe calcular el peso de los elementos en cuestión.

- **Cálculo del peso de los elementos de la máquina de ensayo.**

Ecuación para el cálculo de masa:

$$m = \rho * V \quad \text{Ec. 3.32}$$

Donde:

m = Masa del elemento (kg)

ρ = Densidad del acero (7.85×10^{-6} kg/mm³)

V = Volumen del elemento (mm³)

- **Cálculo del peso de la placa.**

Ecuación para determinar el volumen de la placa:

$$V = e * b * L \quad \text{Ec. 3.33}$$

Donde:

e = Espesor de la placa.

b = Ancho de la placa.

c = Longitud de la placa.

∴ Para la masa tenemos que:

$$m = \rho * e * b * l \quad \text{Ec. 3.34}$$

- **Cálculo del peso de ejes.**

Ecuación que determina el volumen de un cilindro.

$$V = \pi \frac{d^2}{4} L \quad \text{Ec. 3.35}$$

Donde:

d = Diámetro del eje.

L = Longitud del eje.

∴ Para la masa del eje se obtiene:

$$m = \rho * \pi \frac{d^2}{4} L \quad \text{Ec. 3.36}$$

3.1.10 DISEÑO DE LA PLACA DE FUERZA

Es la encargada de transmitir la fuerza, que va desde la barra de carga hacia las respectivas chumaceras, el movimiento del motor va a generar una flexión alternante que influye directamente a las probetas de ensayo.

En el centro de la viga la carga pertenece al peso propio, sumando las cargas de las barras y la carga a la cual se va a someter.

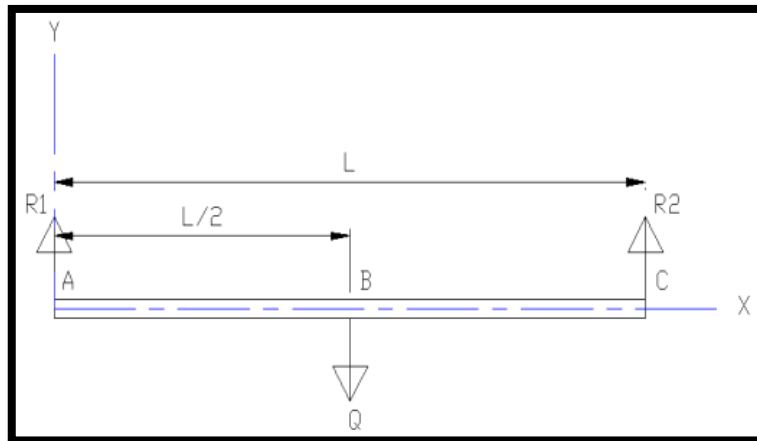


Figura 3.13 Diagrama de cargas en la placa de fuerza

Con la sumatoria de fuerzas se obtiene lo siguiente:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = Q$$

$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{2}$$

Cuando ya se estableció las fuerzas que van actuar sobre la placa, se realiza el cálculo del momento, el esfuerzo cortante y el momento flector.

$$V_{AB} = R_1 \quad ; \quad V_{BC} = -R_2 \quad \text{Ec. 3.37}$$

$$M_{AB} = \frac{Q*x}{2} \quad ; \quad M_{BC} = \frac{Q}{2}(L - x) \quad \text{Ec. 3.38}$$

$$Y_{max} = \frac{W_T * L^3}{48 E * I} \quad \text{Ec. 3.39}$$

Donde:

$$E = 20000 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$I = \text{Momento de inercia de la sección (mm}^4\text{)}$$

Ahora, para realizar el cálculo del espesor de la placa de fuerza, se debe instituir el esfuerzo admisible que actúa en la placa, eso se genera con la ecuación:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * C}{I} \quad \text{Ec. 3.40}$$

Donde:

$$\text{Max} = \text{Momento máximo flector aplicado en la sección crítica. (kg*mm)}$$

$$C = \text{Distancia desde la capa neutra de la sección hasta la superficie. (mm)}$$

$$I = \text{Momento de inercia de la sección. (mm}^4\text{)}$$

La distancia entre la capa neutra y la superficie de la placa se muestra en la figura (3.14).

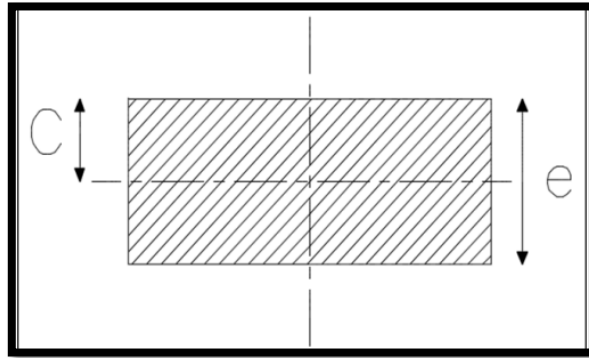


Figura 3.14 Sección transversal de la placa de fuerza

∴ Ahora se tiene que:

$$C = \frac{e}{2} \quad \text{Ec. 3.41}$$

Donde:

e = espesor de la placa (mm).

∴ Para el cálculo del momento de inercia se tiene que:

$$I = \frac{be^3}{12} \quad \text{Ec. 3.42}$$

Donde:

I = Momento de inercia (mm⁴)

b = Ancho de la placa (mm)

∴ Se va a reemplazar las ecuaciones (3.42) y (3.41) en (3.40), con lo que se obtiene la ecuación siguiente:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * e/2}{be^3/12}$$
$$\sigma_x = 6 \frac{M_{max}}{be^2} \quad \text{Ec. 3.43}$$

Ante la ausencia de los esfuerzos en el eje Y, además de exponerse a una flexión neta, se da como consecuente que el esfuerzo cortante es despreciable, por lo tanto:

$$\sigma_y = 0 \quad y \quad \tau_{xy} = 0$$

De tal forma que:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad ; \quad \sigma_2 = 0 \quad ; \quad \sigma_3 = 0$$

De tal manera con la aplicación de esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

∴ En el dimensionamiento de las placas se utiliza la ecuación de la teoría de la energía de distorsión.

$$\sigma' = S_y/FS$$

De tal manera se obtiene:

$$\sigma_1 = S_y/FS \quad \text{Ec. 3.44}$$

$$6 \frac{M_{max}}{be^2} = S_y/FS \quad \text{Ec. 3.45}$$

Librando de la ecuación (3.44) el espesor de la placa, será:

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{max} * FS}{b * S_y}} \quad \text{Ec. 3.46}$$

Donde:

e = Espesor de la placa de fuerza (mm)

b = ancho de la placa (mm)

$S_y = 25.36 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Librando el factor de seguridad de la ecuación (3.46), se va a obtener que:

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{max}} \quad \text{Ec. 3.47}$$

La placa de fuerza transmite la fuerza mediante la barra de carga fija hacia las chumaceras para que mediante el movimiento radial del motor, se produzca la flexión alternante en la probeta. La figura (3.15), se observa la forma de la placa de fuerza con sus respectivos agujeros pasantes, mediante los cuales se van a sujetar con las chumaceras y además el agujero central pasante para sujetar la barra fija de carga.

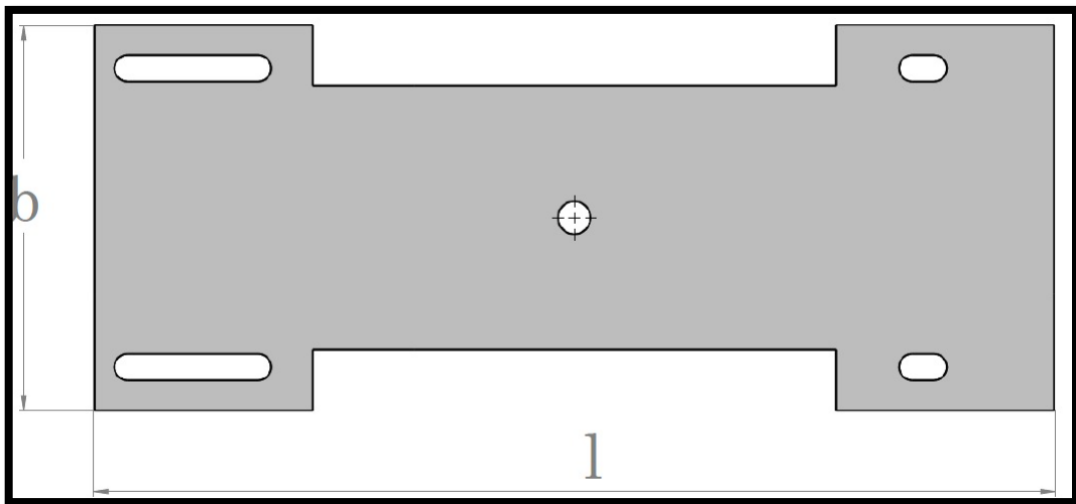


Figura 3.15 Placa de fuerza

Una vez ya definidas todas las ecuaciones útiles y prácticas, se descende a calcular la carga total a la que se va a someter la placa de fuerza, en esto se debe considerar la barra de carga fija, la placa base y la carga que se aplicara, para determinar resultados fiables y válidos.

En consecuencia se tiene que la carga total Q_t dependerá de:

$$Q_t = W_{PP} + W_{PV} + W_{CM}$$

Donde:

Q_t = Carga Total Definida

W_{pp} = Peso Propio

W_{pv} = Peso Varilla Carga

W_{cm} = Carga Máxima

- **Cálculo del peso de la placa de fuerza**

∴ Las respectivas dimensiones de la placa de fuerza serán:

$$l = 440 \text{ (mm)}$$

$$b = 175 \text{ (mm)}$$

$$e = 8 \text{ (mm)}$$

Para el apartado de W_{pp} , se argumenta con la ecuación (3.34) que manifiesta:

$$W_{pp} = \rho * e * b * l$$

$$W_{pp} = 7.85 \times 10^{-6} (\text{kg/mm}^3) * 8(\text{mm}) * 175(\text{mm}) * 440(\text{mm})$$

$$W_{pp} = 4.83 \text{ (kg)}$$

- **Calculo del peso de las varillas de carga.**

Para el apartado de W_{pv} , se sustenta con la ecuación (3.36) donde se explica que:

$$W_{pv} = \rho * \pi \frac{d^2}{4} L$$

$$\rightarrow W_{pv} = \rho * \pi * r^2 * (l_1 + l_2)$$

Donde:

l_1 y l_2 = Longitudes de las 2 barras de carga (fija y móvil).

$$W_{pv} = 7.85 \times 10^{-6} * \pi * 7.5^2 * (202 + 125)$$

$$W_{pv} = 0.45 \text{ (kg)}$$

La carga máxima a la que se va a encontrar expuesta es:

$$W_{cm} = 50 \text{ (kg)}$$

Para el diseño de la placa de fuerza es importante realizar el diagrama de cuerpo libre, dilucida como viga de sección constante.

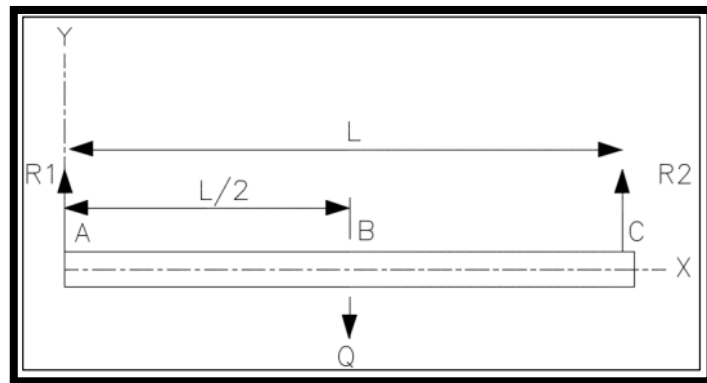


Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza

De tal manera que el peso total (Q_t), está definido de tal manera:

$$Q_t = 4.83 \text{ (kg)} + 0.45 \text{ (kg)} + 50 \text{ (kg)}$$

$$Q_t = 55.28 \text{ (kg)}$$

Por lo tanto, se realizará el cálculo del momento flector máximo desde los diagramas de cuerpo libre de la placa con la ecuación (3.4).

$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{2} = \frac{55.28(kg)}{2}$$

$$R_1 = R_2 = 27.64 (kg)$$

En consecuencia, los esfuerzos cortantes se calculan con la ayuda de la ecuación (3.37).

$$V_{AB} = R_1 \quad ; \quad V_{BC} = -R_2$$

$$V_{AB} = 27.64(kg) \quad ; \quad V_{BC} = -27.64$$

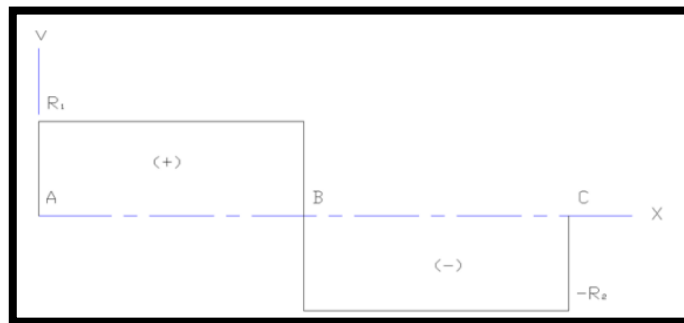


Figura 3.17 Diagrama de las fuerzas cortantes existentes

∴ Ahora, la ecuación (3.38), va a determinar el momento flector máximo de la placa.

Para el M_{AB} :

$$M = \frac{Q_t * X}{2}$$

Cuando $X = 0$

$$M = \frac{55.28 * 0}{2}$$

$$M = 0 (kg. mm)$$

Cuando $X = L/2$

$$M = \frac{55.28 * 220}{2}$$

$$M = 6827 (kg. mm)$$

Ahora para en M_{BC} :

$$M_{BC} = \frac{Q}{2}(L - X)$$

Cuando $X = L$

$$M = \frac{55.28}{2}(440 - 440)$$

$$M = 0$$

En consecuencia, podemos observar y concluir con la figura (3.18), el momento flector máximo será:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{QL}{4}; \text{ cuando } X = \frac{L}{2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{55.28 * 440}{4}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 6080 \text{ (kg. mm)}$$

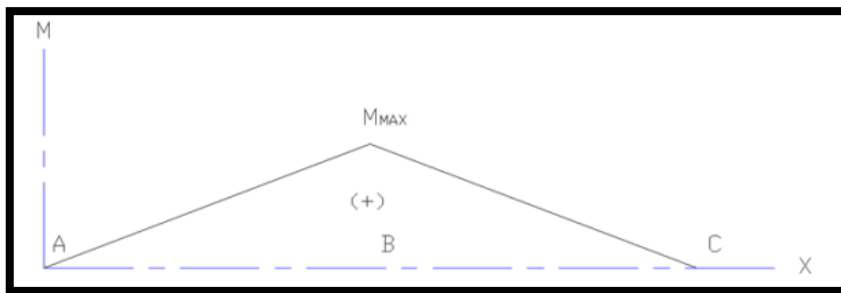


Figura 3.18 Diagrama del momento flector máximo

Ahora, el cálculo del espesor de la placa, se dará mediante la ecuación (3.46), en relación con un factor de seguridad de 6.

$$e = \sqrt{\frac{6M_{max} * FS}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 6080(\text{kg. mm}) * 6}{175(\text{mm}) * 25.36(\text{kg/mm}^2)}}$$

$$e = 7.02 \text{ (mm)}$$

∴ Para que el diseño de la máquina mantenga estabilidad y rigidez, se va a seleccionar una placa de espesor 8(mm), con lo que el Factor de seguridad se calcula con la ecuación (3.47):

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{max}}$$

$$FS = \frac{25.36 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) * 175(mm) * 8^2 (mm)}{6 * 6080 (kg \cdot mm)}$$

$$FS = 7.8$$

En conclusión, el factor de seguridad que se obtuvo, es plausible por el aspecto de disposición y garantía en la construcción.

Ahora, se realiza el cálculo del momento de inercia con la ecuación (3.42).

$$I = \frac{be^3}{12}$$

$$I = \frac{175 (mm) * 8^3 (mm)}{12}$$

$$I = 7466.7(mm^4)$$

Con la ecuación (3.39) se podrá realizar el cálculo de la deflexión máxima de la placa de fuerza, y se tiene como resultado:

$$Y_{max} = \frac{W_T * L^3}{48 E * I}$$

$$Y_{máx} = \frac{55.28 * 440^3}{48 * 20000(kg \cdot mm^2) * 7466.7 (mm^4)}$$

$$Y_{máx} = 0.65 (mm)$$

3.1.11 DISEÑO DE PLACA DE SOPORTE

Esta placa estará sometida a una carga Q, la cual se va a distribuir a lo largo de la placa, ver figura (3.19).

Para el cálculo de la placa de soporte, se procede a realizar los cálculos del apartado anterior, lo cual considera que se trata de un caso específico de cargas aplicadas sobre la placa de soporte.

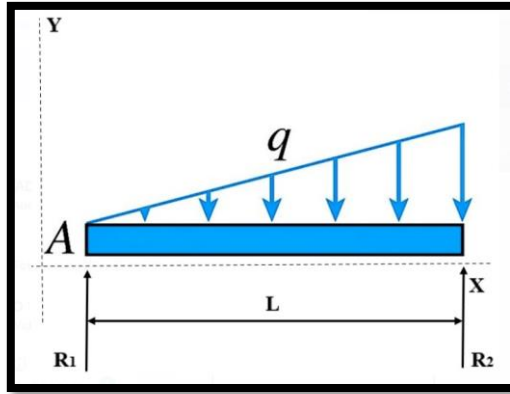


Figura 3.19 Dimensiones de la placa de soporte principal

∴ La carga distribuida Q , se va a expresar de la siguiente manera:

$$Q_d = \frac{(W_{pp} + W_{bc} + W_{pch} + W_{pe} + W_{pm})}{L}$$

Donde:

Q_d = Carga distribuida de la placa de soporte.

W_{pp} = Peso Propio.

W_{bc} = Peso de las barras de carga.

W_{pch} = Peso de las chumaceras.

W_{pe} = Peso de los ejes.

W_{pm} = Peso de los mandriles.

- **Cálculo del peso de la placa de soporte.**

Las dimensiones de la placa de soporte ver figura (3.20), son las siguientes:

- $L = 890$ (mm)
- $b = 500$ (mm)
- $e = 8$ (mm)

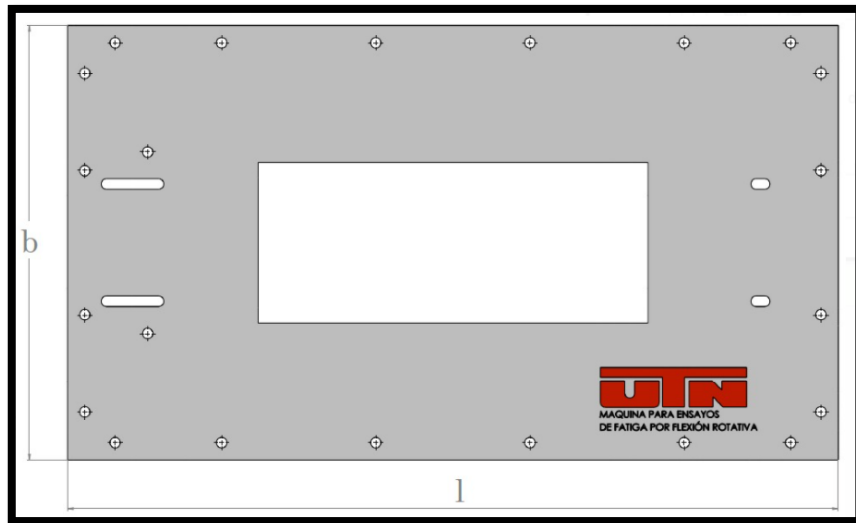


Figura 3.20 Placa de soporte

Para el apartado de W_{pp} , se argumenta con la ecuación (3.34) que manifiesta:

$$W_{pp} = \rho * e * b * l$$

$$W_{pp} = 7.85 \times 10^{-6} (kg/mm^3) * 8(mm) * 500(mm) * 890(mm)$$

$$W_{pp} = 28(kg)$$

- **Cálculo del peso de los ejes.**

Para el apartado de W_{pe} , se sustenta con la ecuación (3.36) donde se explica que:

$$W_{pe} = \rho * \pi \frac{d^2}{4} L$$

Donde:

$$d = 31.75 (mm)$$

$$L = 354 (mm)$$

$$W_{pe} = 7.85 \times 10^{-6} * \pi \frac{31.75^2}{4} (354)$$

$$W_{pe} = 2.2 (kg)$$

En el diseño, la maquina consta de 2 ejes, por lo que:

$$W_{pe} = 2.2 * 2$$

$$W_{pe} = 4.4 (kg)$$

▪ **Cálculo del peso de las chumaceras.**

Con base en el catálogo de chumaceras SKF, se tiene que cada chumacera pesa 1 (kg), por lo que en el diseño se estableció 4 chumaceras, el resultado será:

$$W_{pch} = 4 * 1(kg)$$

$$W_{pch} = 4 (kg)$$

▪ **Cálculo del peso de mandriles.**

$$W_{pm} = 2 * 0.5(kg)$$

$$W_{pm} = 1 (kg)$$

▪ **Cálculo del peso de las barras de carga.**

$$W_{bc} = 0.51 (kg)$$

▪ **Carga Máxima.**

$$Q_t = 50 (kg)$$

▪ **Cálculo de la carga distribuida.**

$$Q_d = \frac{(W_{pp} + W_{bc} + W_{pch} + W_{pe} + W_{pm})}{L}$$

$$Q_d = \frac{(28 + 0.51 + 4 + 4.4 + 1)}{900}$$

$$Q_d = 0.042(kg/mm)$$

Para el análisis pertinente sobre la placa de soporte, se va a dilucidar como una viga de sección constante.

∴ Para realizar el cálculo de las reacciones se tiene que:

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 + R_2 = Q + (q * L)$$

$$R_1 + R_2 = 50(kg) + \left[0.042 \left(\frac{kg}{mm}\right) * 890\right]$$

$$R_1 + R_2 = 87.3 (kg)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$890R_2 = 500 * Q + q \frac{L^2}{2}$$

$$890R_2 = 500 * 50 + (0.042 \frac{890^2}{2})$$

$$R_1 = 46.8 \quad ; \quad R_2 = 46.8$$

Cálculo de la fuerza cortante y momento flector en la placa de soporte

∴ Ahora, la fuerza cortante está definida por:

Para el M_{AB} :

$$V = R_1 - q * X$$

Cuando $X = 0$

$$V = 46.8 - 0.042 * 0$$

$$V = 46.8 (kg)$$

Cuando $X = L/2$

$$V = 46.8 - 0.042 * 445$$

$$V = 28.11 (kg)$$

Ahora para en M_{BC} :

Cuando $X = L$

$$V = -R_1$$

$$V = -46.8 \text{ (kg)}$$

Con los resultados de las fuerzas cortantes en cada punto, se realiza un diagrama para su mejor análisis.

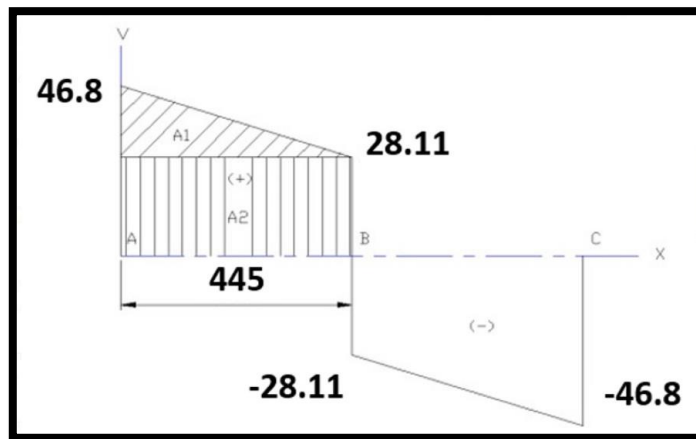


Figura 3.21 Diagrama de fuerzas cortantes

El momento máximo está dado por el área bajo la curva del diagrama de fuerza cortante.

En el análisis de la figura (3.21), se forma una ecuación, al momento de realizar una sumatoria de áreas A_1 y A_2 .

$$M_{m\acute{a}x} = A_1 + A_2$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{(46.8 - 28.11) * d_{A-B}}{2} + 28.11 * d_{A-B}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{(46.8 - 28.11) * 445}{2} + 28.11 * 445$$

$$M_{m\acute{a}x} = 16667.47 \text{ (kg.mm)}$$

El resultado se lo va a evidenciar, en el diagrama de momento flector máximo, que se plasma en la figura.

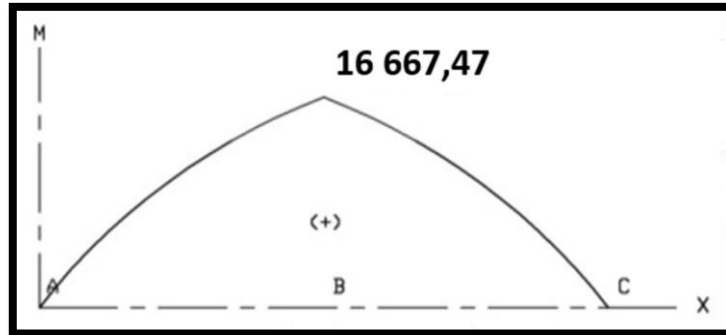


Figura 3.22 Diagrama de momento flector máximo

Para un espesor mínimo admisible de la placa de soporte, la ecuación (3.46) que toma como base la ecuación de la Teoría de la Energía de Distorsión, se establece que debe trabajar con un factor de seguridad de 6; El material por condiciones y características se va a seleccionar el Acero ASTM A-36.

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{max} * FS}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 16667.47 * 6}{500 * 25.36}}$$

$$e = 6.88 \text{ (mm)}$$

Para precautelar el diseño y seguridad, la placa de soporte utilizara una plancha de acero de 8 (mm) de espesor, para realizar el cálculo del factor de seguridad más apto a las condiciones se utiliza la ecuación (3.47).

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{max}}$$

$$FS = \frac{25.36 * 500 * 8^2}{6 * 16667.47}$$

$$FS = 8$$

La deflexión máxima de la placa de soporte, se conceptualiza la placa como una viga que se encuentra apoyada con una carga puntual final, la cual será la suma de la carga que se desea transmitir.

$$W_{final} = \text{Carga Central} + (\text{peso distribuido} * \text{long.placa})$$

$$W_{final} = 50 + 0.042 * 890$$

$$W_{final} = 87.38 \text{ (kg)}$$

El momento de inercia es un ente primordial para el cálculo de la deflexión máxima, por lo que está dado de la siguiente manera:

$$I = \frac{be^3}{12}$$

$$I = \frac{500 * 8^3}{12}$$

$$I = 21333 \text{ (mm}^4\text{)}$$

Ahora con la ecuación (3.39), se calcula la deflexión máxima.

$$Y_{max} = \frac{W_T * L^3}{48 E * I}$$

$$Y_{max} = \frac{87.38 * 890^3}{48 * 20000 * 21333}$$

$$Y_{max} = 3 \text{ (mm)}$$

3.1.12 ESTRUCTURA METÁLICA

En el diseño de la estructura, para realizar el cálculo y análisis de cada componente que forma parte de la estructura se da lugar a una revisión previa, para complementar y sustentar el soporte adecuado.

3.1.12.1 Vigas

Una viga es perpendicular con respecto al eje longitudinal, con lo que produce un momento flector y fuerzas cortantes que se encargan de transmitir las cargas que se aplican

en los apoyos. En la figura (3.23), se refleja las dimensiones de la estructura ya establecida.

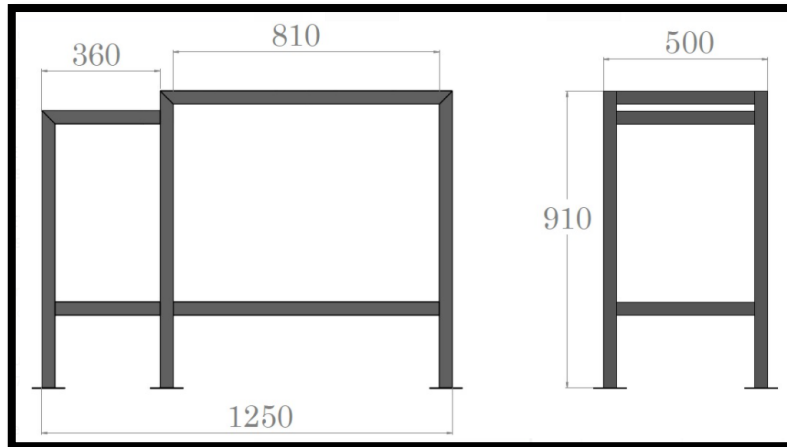


Figura 3.23 Dimensiones de estructura metálica

Dimensiones de la estructura:

Altura de columnas = 910 (mm)

Longitud de Vigas = 810 (mm)

Luz = 500 (mm)

Voladizo 360 (mm)

Con la selección de materiales que existen disponibles en el mercado, se va a seleccionar un tubo cuadrado de 40 x 40 x 1.5 (mm), como el componente clave de la estructura de soporte.

3.1.12.2 Diseño de marco rígido

GEDCA S.A., (2022), Afirma: “Los marcos rígidos se trata de estructuras que se unen entre sí por medio de conexiones fijas, son capaces de transmitir las fuerzas normales para que no se produzca desplazamiento lineales y angulares entre sus extremos y las columnas en que se apoya”. Para el diseño se debe regir a un procedimiento básico, con línea de ruta en el flujograma.

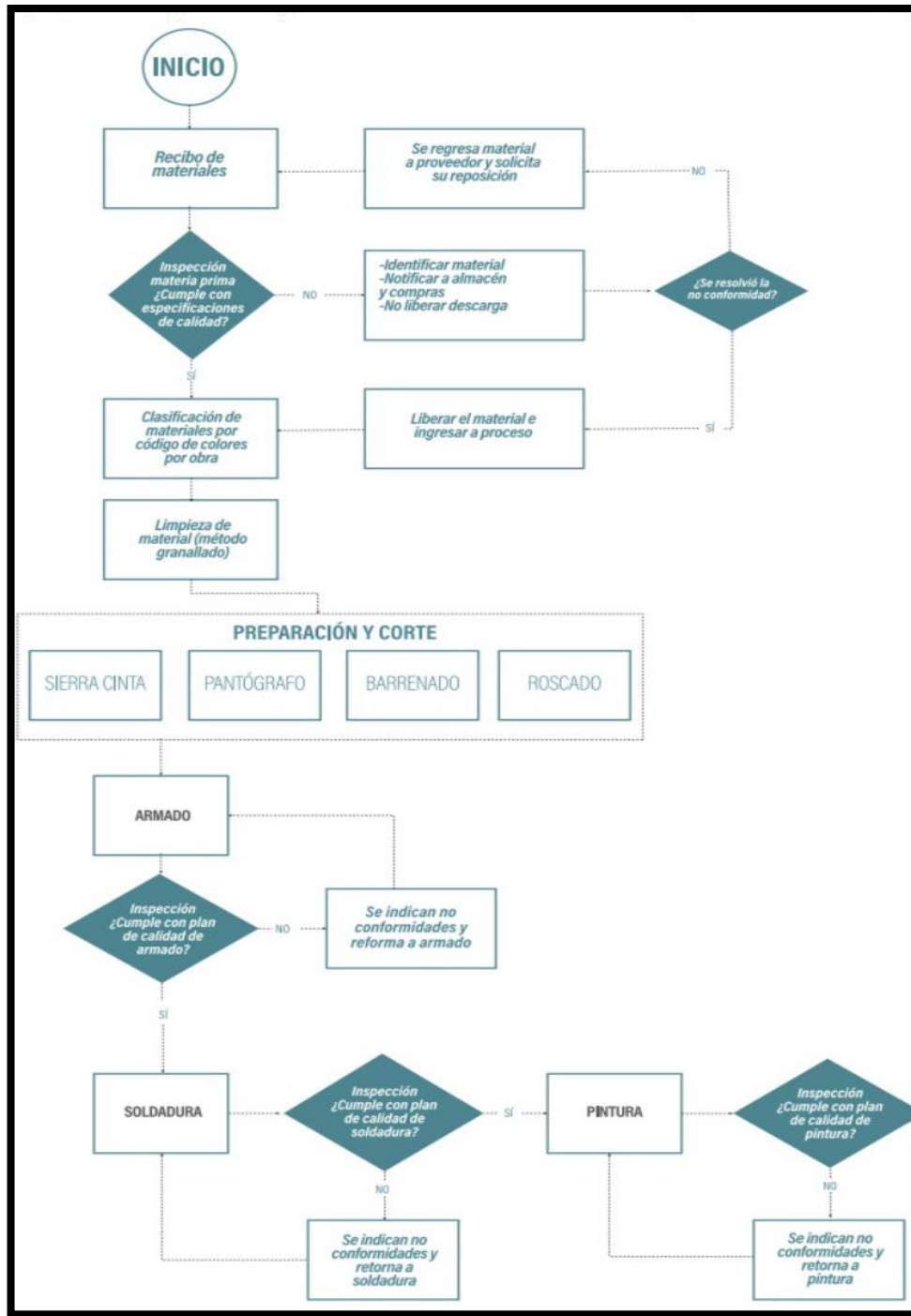


Figura 3.24 Diagrama de flujo de procesos de fabricación
(Chazaro Carlos 2019, Pág. 5)

Los componentes de la máquina, poseen un peso respectivo, con lo que las cargas que se aplican a la estructura vienen vinculadas directamente proporcional sobre ello, el material del marco rígido se establece como un Acero Negro (SAE J 403 1008), por lo que será un material que cumple con las condiciones a las que se va a exponer.

▪ **Carga sobre el marco rígido**

Para el diseño de la estructura, y manteniendo el nivel de rigidez, se procede a seleccionar un tubo estructural cuadrado, por sus propiedades mecánicas, obteniendo como resultado un soporte que se ajusta a las necesidades.

Para el cálculo total de soporte de peso en general, también incluirá la paca sobre la cual está reposando el motor eléctrico.

Donde, las dimensiones son las siguientes:

$$L = 500 \text{ (mm)}$$

$$b = 360 \text{ (mm)}$$

$$e = 8 \text{ (mm)}$$

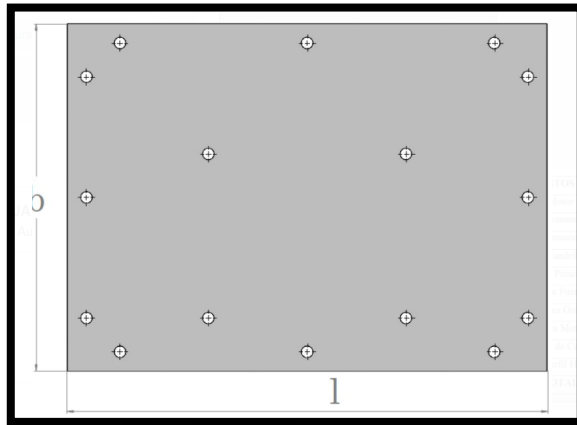


Figura 3.25 Placa de soporte de motor eléctrico

Ahora con la ecuación (3.34), se va a obtener el peso de la placa del motor.

$$W_{placa-motor} = \rho * e * l * b$$

$$W_{placa-motor} = 7.85 \times 10^{-6} \left(\frac{kg}{mm^3} \right) * 8(mm) * 500(mm) * 350(mm)$$

$$W_{placa-motor} = 11.30 \text{ (kg)}$$

El peso de los componentes es la variable más importante a considerar, en el momento de realizar el análisis respectivo. Se detallan en la tabla (3.8).

Tabla 3.8 Peso de los componentes, sobre estructura

Componentes	Peso (kg)
Motor	20
Ejes Transmisión	4,4
Chumaceras	4
Mandriles	1
Placa de Soporte	37,6
Placa de Fuerza	5,28
Placa Guía	4,2
Placa del Motor	11,30
Barra de Carga	0,51
Total	88,29

Al peso que va a soportar la estructura, se debe añadir la carga máxima a la cual realizara su trabajo.

$$Q_t = W_{carga\ maxima} + W_{total\ de\ comp.}$$

$$Q_t = 50 (kg) + 88.29(kg)$$

$$Q_t = 138.29 (kg)$$

Para generar un factor de seguridad en el proceso, se realiza una marca del 10 % del peso total y se va a obtener:

$$Q_T = 138.29 (kg) + 10 \% \text{ de } Q_T$$

$$Q_T = 152.12 (kg)$$

En el diseño de la estructura, se considera los 3 marcos rígidos con lo que cuenta el diseño original, por lo que da como resultado:

$$Q = Q_T/2$$

$$Q = \frac{152.12 (kg)}{3}$$

$$Q = 50.7 (kg)$$

Ahora se puede distribuir la carga por toda la viga del marco rígido.

$$q = \frac{Q}{L}$$

$$q = \frac{50.7 \text{ (kg)}}{500}$$

$$q = 0.1014 \text{ (kg/mm)}$$

Ahora con el diagrama de cuerpo libre donde se representa el marco rígido, se determina las reacciones y momentos producidos:

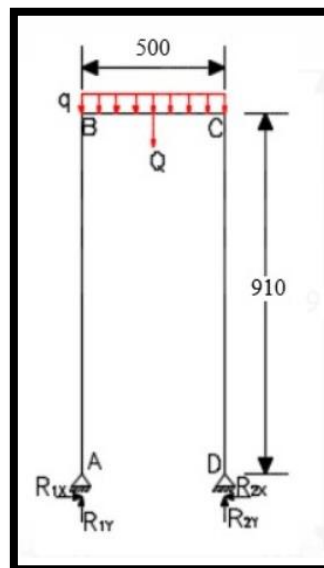


Figura 3.26 Diagrama de cuerpo libre del marco rígido

Análisis de fuerzas en el eje X:

$$R_{1X} - R_{2X} = 0$$

$$R_{1X} = R_{2X}$$

La ecuación (3.1), nos va a generar las reacciones de fuerzas en el marco rígido.

$$R_{1y} + R_{2y} - (q * 1) = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = [0.1014 \text{ (kg/mm)} * 500 \text{ (mm)}]$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 50.7 \text{ (kg)}$$

Ahora el cálculo del momento del marco rígido se usa la ecuación (3.9), dando como resultado:

$$\sum M = b * h$$

$$(R_{2y} * L) - \left(q * \frac{L^2}{2} \right) = 0$$

$$R_{2y} = \frac{0.1014 \left(\frac{kg}{mm} \right) * \frac{500^2 (mm)}{2}}{500}$$

$$R_{2y} = 25.35$$

El marco rígido es una estructura que va a reportar una simetría con el valor de la reacción R1.

$$R_{1y} + R_{2y} = 50.4$$

$$R_{1y} = 50.7 (kg) - R_{2y}$$

$$R_{1y} = 25.35 (kg)$$

El marco rígido debe constar con un estudio de cálculo de la fuerza normal, la fuerza cortante y el momento flector para determinar la sección más crítica. Se procede a realizar el análisis en diferentes tramos con el fin de obtener resultados óptimos y eficientes.

Tramo AB:

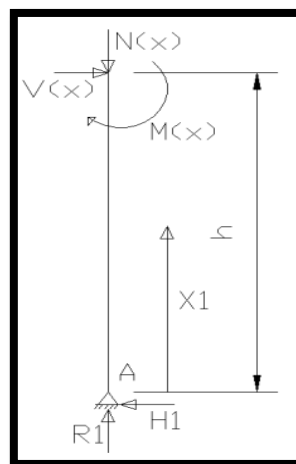


Figura 3.27 Representación de cargas en el tramo AB

Con la ecuación (3.1), se realiza el, cálculo de las fuerzas cortantes.

$$V_{AB} - R_{1x} = 0$$

$$V_{AB} = R_{1x}$$

$$V_{AB} = 0(kg)$$

Con la ecuación (3.1), se va a realizar el cálculo de fuerzas normales, en el tramo AB.

$$\sum F_N = 0$$

$$R_{1Y} - N_{AB} = 0$$

$$N_{AB} = R_{1Y}$$

$$N_{AB} = 25.35 (kg)$$

Con la ecuación (3.9), se realiza el cálculo del momento en el tramo AB.

$$\sum M_A = b * h$$

$$-M_A + R_{1x} * X1 = 0$$

$$R_{1x} * X1 = M_A = 0$$

Tramo BC:

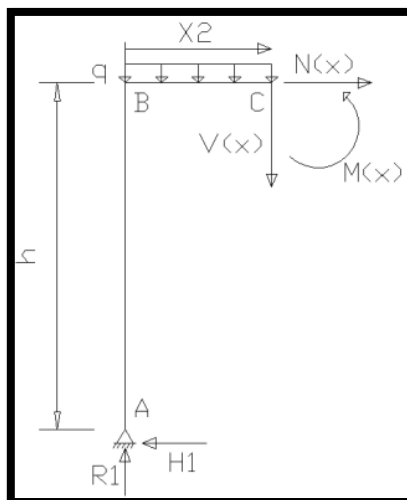


Figura 3.28 Representación de cargas en el tramo BC

Con la ecuación (3.1), se realiza el cálculo de las fuerzas normales en el tramo BC.

$$\begin{aligned}\sum F_N &= 0 \\ -R_{1X} + N_{BC} &= 0 \\ N_{BC} &= R_{1X}\end{aligned}$$

Con la ecuación (3.1), se realiza el cálculo de la fuerza cortante.

$$\begin{aligned}\sum F_V &= 0 \\ R_{1Y} - (q * L) - V_{BC} &= 0 \\ V_{BC} &= R_{1Y} - (q * x)\end{aligned}$$

Cuando:

X = 0 (mm)

$$\begin{aligned}V_{BC} &= R_{1Y} - (q * x) \\ V_{BC} &= 25.35 (kg) - (0.1014 \left(\frac{kg}{mm}\right) * 0) \\ V_{BC} &= 25.35 (kg)\end{aligned}$$

X = 250 (mm)

$$\begin{aligned}V_{BC} &= R_{1Y} - (q * X) \\ V_{BC} &= 25.35 (kg) - \left[0.1014 \left(\frac{kg}{mm}\right) * 250\right] \\ V_{BC} &= 0 (kg)\end{aligned}$$

X = 500 (mm)

$$\begin{aligned}V_{BC} &= R_{1Y} - (q * x) \\ V_{BC} &= 25.35 (kg) - \left[0.1014 \left(\frac{kg}{mm}\right) * 500\right] \\ V_{BC} &= -25.35 (kg)\end{aligned}$$

El Momento Flector en el tramo BC, se lo realiza con la ecuación (3.9).

$$\sum M_C = b * h$$

$$M_C - \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + (V_{BC} * X) = 0$$

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + (V_{BC} * X)$$

Cuando:

X = 0 (mm)

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + (V_{BC} * X)$$

$$M_C = \left(0.1014 \text{ (kg/mm)} * \frac{0^2}{2} \right) + (25.35 * 0)$$

$$M_C = 0 \text{ (kg/mm)}$$

X = 250 (mm)

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + (V_{BC} * X)$$

$$M_C = \left(0.1014 \text{ (kg/mm)} * \frac{250^2}{2} \right) + (25.35 * 250)$$

$$M_C = -3168.75 \text{ (kg/mm)}$$

X = 500 (mm)

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + (V_{BC} * X)$$

$$M_C = \left(0.1014 \text{ (kg/mm)} * \frac{500^2}{2} \right) + (25.35 * 500)$$

$$M_C = 0 \text{ (kg/mm)}$$

∴ En el tramo CD, será un efecto de simetría por lo que sus resultados serán los mismos del tramo AB, por consecuente los valores van a ser exactamente los mismos.

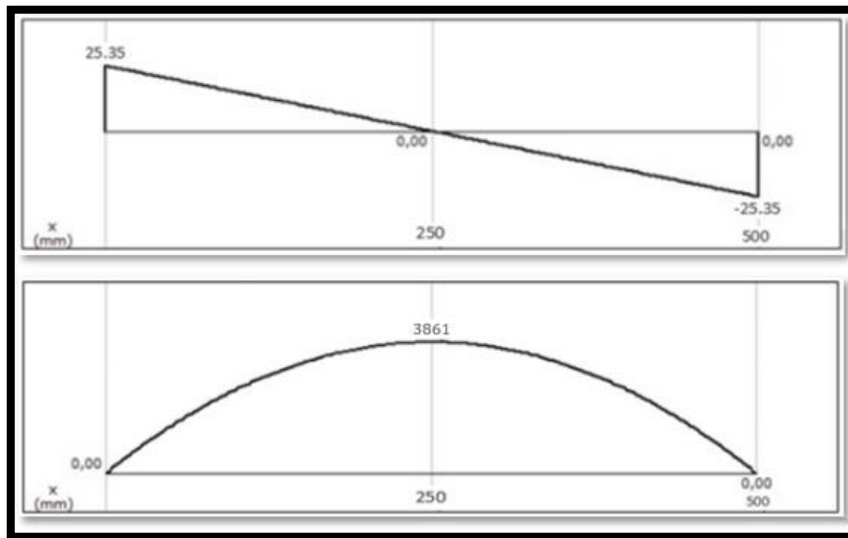


Figura 3.29 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el marco rígido

3.1.12.3 Diseño por estabilidad

Una vez que el valor de la carga axial es conocido, lo siguiente es seleccionar una columna de prueba con sus propiedades, y asegurar la fiabilidad del diseño con la prueba de compresión de la columna, esto se realizara con la ecuación (3.48).

$$fa = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 3.48}$$

Donde:

fa = Esfuerzo de compresión de la columna

V = Carga de compresión

A = Área de la sección transversal del tubo

FA, es el esfuerzo de compresión admisible según manual de la AISC

FA = 3.19 kpsi = 2.24341 (kg/mm²)

Se debe marcar la siguiente condición:

$$fa \leq FA \quad \text{Ec. 3.49}$$

Por lo que, para comprobar fa y FA, se calcula el índice de trabajo de la columna.

$$Ia \leq \frac{fa}{FA} \leq 1$$

Ec. 3.50

Donde:

Ia = Índice de Trabajo.

- **Columnas**

El esfuerzo de compresión al que va a estar expuesto el marco rígido, se calculara con el cálculo realizado del momento flector y sus determinadas fuerzas cortantes.

La selección de la tubería se va a realizar con base en criterios de propiedades mecánicas, el cual se apega es el tubo cuadrado de (40 x 40 x 1.5), el cual sus especificaciones y características se van a obtener del catálogo general de DIPAC (Anexo 1), las especificaciones especiales se plasman en la tabla (3.9).

Tabla 3.9 Especificaciones del tubo estructural mecánico cuadrado

Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A	Espesor	Peso	Área	<i>l</i>	<i>w</i>	<i>i</i>
mm	mm (e)	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ³
40	1,5	1,82	2,25	2,74	2,74	1,56

Fuente:(Dipac 2021, Pág. 25)

Con la ecuación (3.48), se va a calcular la fuerza de compresión que se encuentra actuando de manera axial.

$$fa = \frac{V}{A}$$

Donde:

$$V = 25.35 \text{ (kg)}$$

$$A = 2.25 \text{ cm}^2 = 225 \text{ mm}^2$$

$$fa = \frac{25.35}{225}$$

$$fa = 0.11 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Con la ecuación (3.49), se realiza la demostración, si la columna realizara su trabajo.

$$fa \leq FA$$

$$0.11 \text{ (kg/mm}^2\text{)} \leq 2.24341 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

En los resultados se puede evidenciar que el valor del esfuerzo por compresión, es menor al valor admisible permitido según la norma.

Con la ecuación (3.50), se realiza el cálculo de índice de trabajo de la columna sea menos a 1.

$$Ia \leq \frac{fa}{FA} \leq 1$$

$$Ia \leq \frac{0.11 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{2.24341 \text{ (kg/mm}^2\text{)}} \leq 1$$

$$Ia = 0.05 \leq 1$$

Con el resultado obtenido, se cumple la condición de ser menor a 1, donde confirma la eficiencia en el diseño.

▪ Vigas Transversales

Para el diseño de las vigas, se toma en cuenta que las vigas van a estar expuestas a cargas de flexión con el valor del momento máximo que se expresa en la figura (3.29), por lo que en consecuente dice:

$$M_{max} = 3861.75 \text{ (kg/mm)}$$

Las vigas transversales deben realizar sus estudios respectivos con un factor de seguridad de 6, utilizando la ecuación (3.54), por lo tanto:

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_1 = \frac{25.36 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{6}$$

$$\sigma_1 = 4.22 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Con la ecuación (3.57), se va a determinar el módulo de resistencia a la flexión.

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_1}$$

$$W = \frac{3861.75 (kg/mm)}{4.22 (kg/mm^2)}$$

$$W = 915.10 (mm^3)$$

$$W = 0.91 (cm^3)$$

Con la selección del Tubo Cuadrado (40 x 40 x 1.5) ver figura (3.30) el módulo de resistencia a la flexión mínima (W_{yy}), en la tabla (3.9), es:

$$W_{yy} = 2.54 cm^3$$

La condición de resistencia de flexión respecto al valor calculado:

$$W_{yy} \geq W$$

$$2.54 \geq 0.91$$

Para el cálculo del factor de seguridad, se lo realiza con la ecuación (3.55).

$$\frac{M_{max}}{W} = \frac{S_y}{FS}$$

$$FS = \frac{25.36 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) * 915.10 (mm^3)}{3861.75 (kg/mm)}$$

$$FS = 6$$

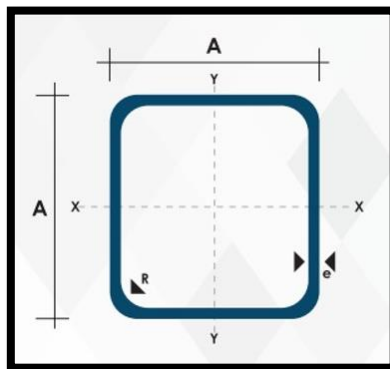


Figura 3.30 Diagrama de tubo cuadrado estructural

Fuente:(Dipac 2021, Pág. 25)

3.1.12.4 Diseño por resistencia a flexión

$$\sigma_x = \left(\frac{M_{max} * c}{I} \right) \quad \text{Ec. 3.51}$$

Y:

$$W = \frac{I}{c} \quad \text{Ec. 3.52}$$

Donde:

W = Módulo de la sección en flexión.

Al reemplazar W en la ecuación $w = i/c$, se obtiene

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I} = \frac{M_{max}}{W} \quad \text{Ec. 3.53}$$

Al no existir fuerzas en Y, y manifestar flexión pura se define al esfuerzo cortante despreciable, es decir:

$$\sigma_y = 0 \quad \tau_{xy} = 0$$

Entonces:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = 0$$

Con la aplicación de esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}}}{2}$$

En el diseño de viga se utiliza la ecuación de la teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = \frac{S_y}{FS}$$

Entonces se obtiene:

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. 3.54}$$

$$\frac{M_{max}}{W} = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. 3.55}$$

$$\frac{M_{max}}{W} = \sigma_1 \quad \text{Ec. 3.56}$$

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_1} \quad \text{Ec. 3.57}$$

- **Vigas longitudinales**

En este cálculo se necesita la ayuda de un diagrama de cuerpo libre, que va a permitir el estudio de reacciones que se manifestaran en el sistema. En la figura (3.31), se visualiza las fuerzas que imbuyen sobre la viga longitudinal.

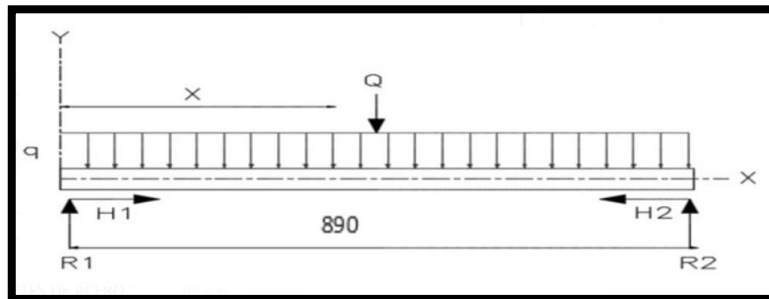


Figura 3.31 Viga longitudinal representada en un diagrama de cuerpo libre

Las cargas que se representan en la figura (3.31) son iguales a las del marco rígido, entonces:

$$q = \frac{Q}{L}$$

$$q = \frac{50.7 \text{ (kg)}}{890 \text{ (mm)}}$$

$$q = 0.05696 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}} \right)$$

Se define las reacciones y sumas de fuerza en X como a su vez en Y.

Sumatoria de fuerza en X.

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 + H_2 = 0$$

$$H_1 = H_2$$

Sumatoria de fuerzas en Y con la ecuacion (3.1).

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - q * L = Q$$

$$R_1 + R_2 = 50.7 (kg)$$

$$R_1 = R_2 = 25.35 (kg)$$

Los resultados son iguales, por razón de que el sistema es simétrico.

Cálculo de esfuerzo cortante con la ecuación (3.1), entonces se calculó de fuerzas cortantes.

$$\sum F_v = 0$$

$$R_q - (q * L) - V_x = Q$$

$$V_x = R_1 - (q * x)$$

Cuando $x = 0$ (mm)

$$V_x = R_1 - (q * x)$$

$$V_x = 25.35(kg) - [0.05696 \left(\frac{kg}{mm}\right) * 0]$$

$$V_x = 25.35 (kg)$$

Cuando $x = 445$ (mm)

$$V_x = R_1 - (q * x)$$

$$V_x = 25.35(kg) - [0.05696 \left(\frac{kg}{mm}\right) * 445(mm)]$$

$$V_x = 0 (kg)$$

Cuando $x = 890$ (mm)

$$V_x = R_1 - x$$

$$V_x = 25.35(kg) - [0.05696 \left(\frac{kg}{mm} \right) * 890(mm)]$$

$$V_x = -25.35 (kg)$$

Cuando $x = 890$ (mm) Para el cálculo de momento en el tramo AB, se va a aplicar la ecuación (3.9), que resulta:

$$\overleftarrow{\Sigma M_A} = b * h$$

$$-(R_1 * x) + \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + M_x = 0$$

$$M_x = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

Cuando $x = 0$ (mm)

$$M_x = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

$$M_x = [25.35(kg) * 0] - [0.07282 \left(\frac{kg}{mm} \right) * \frac{0^2}{2}]$$

$$M_x = 0 (kg/mm)$$

Cuando $x = 460$ (mm)

$$M_x = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

$$M_x = [25.35(kg) * 460] - [0.05696 \left(\frac{kg}{mm} \right) * \frac{460^2}{2}]$$

$$M_x = 5641 (kg \cdot mm)$$

Cuando $x = 890$ (mm)

$$M_x = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

$$M_x = [33.5(kg) * 0] - [0.07282 \left(\frac{kg}{mm} \right) * \frac{460^2(mm)}{2}]$$

$$M_x = 5641 (kg.mm)$$

Con los valores resultantes en cada cálculo anterior, se forma el diagrama de fuerzas, indicando sectores críticos en el diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Para la viga longitudinal se hace uso un perfil estructural cuadrado (40 x 40 x 1.5), de manera similar se usa el mismo esfuerzo admisible calculado con anterioridad.

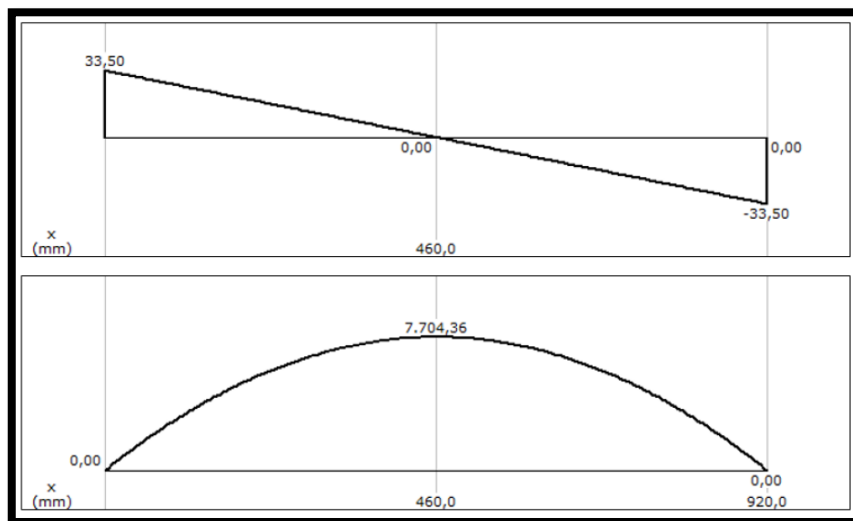


Figura 3.32 Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga longitudinal

Se calcula el módulo de resistencia a la flexión con la ecuación (3.57).

$$W = \left(\frac{M_x}{\sigma_1} \right)$$

$$W = \frac{5641(kg.mm)}{4.22 (kg/mm^2)}$$

$$W = 1.33cm^3$$

Se calcula el módulo de resistencia a la flexión con La viga longitudinal será ubicada como se visualiza en la figura (3.33), y el módulo a la resistencia a la flexión mínima es:



Figura 3.33 Dirección de ubicación de la viga longitudinal

Fuente: (Dipac 2021, Pág. 25)

Se cumple el diseño de la viga longitudinal, es decir:

$$W_{xx} = 2.72$$

Entonces:

$$W_{xx} \geq W$$

$$2.72 \geq 1.33$$

Se calcula el factor de seguridad con la ecuación (3.55), para asegurar el funcionamiento de la viga longitudinal:

$$FS = \left(\frac{S_y * W_{xx}}{M_{max}} \right)$$

$$FS = \frac{25.36 \left(\frac{kg}{mm^2} \right) * 1336.72 mm^2}{5641(2.7)(kg/mm)}$$

$$FS = 6$$

3.2 DISEÑO MECÁNICO MEDIANTE SOFTWARE CAD

En la figura 3.35 se puede apreciar el modelado de la máquina, diseñado mediante el software CAD.

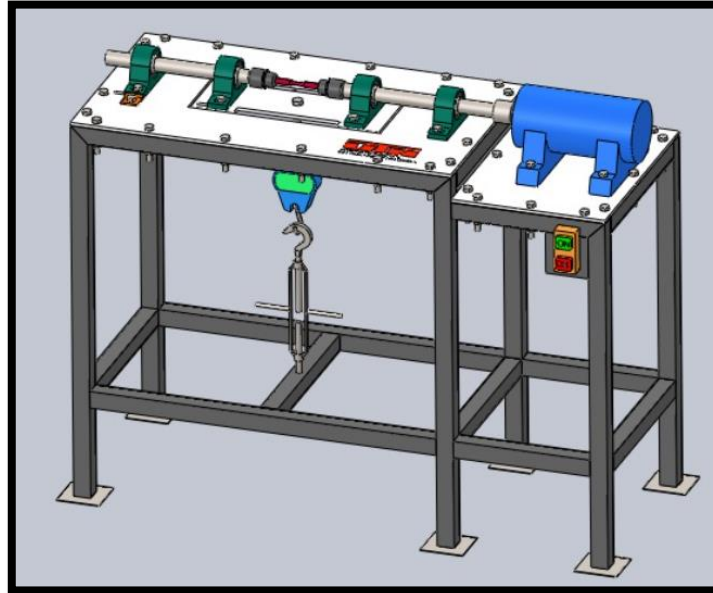


Figura 3.34 Modelado de la máquina

3.3 SIMULACIÓN DE ANÁLISIS ESTÁTICO MEDIANTE SOFTWARE CAE

Para la simulación en esta herramienta digital, se realiza una limpieza y selección de elementos, que forman principales cuerpos, mediante lo cual se someten a características reales de trabajo, dando como resultado valores permisibles en el momento de realizar las pruebas de ensayo, generando también observar virtualmente el comportamiento de sus componentes y la fiabilidad de la estructura diseñada.

3.3.1 CALIDAD DE LA MALLA

Esta herramienta digital que proviene del software CAE ofrece distintas herramientas para medir la calidad de la malla de un modelo, como puede ser orthogonal quality y Skewness; por lo que nos permite satisfacer distintos tipos de novedades complejas que presente el diseño y por consiguiente el análisis.

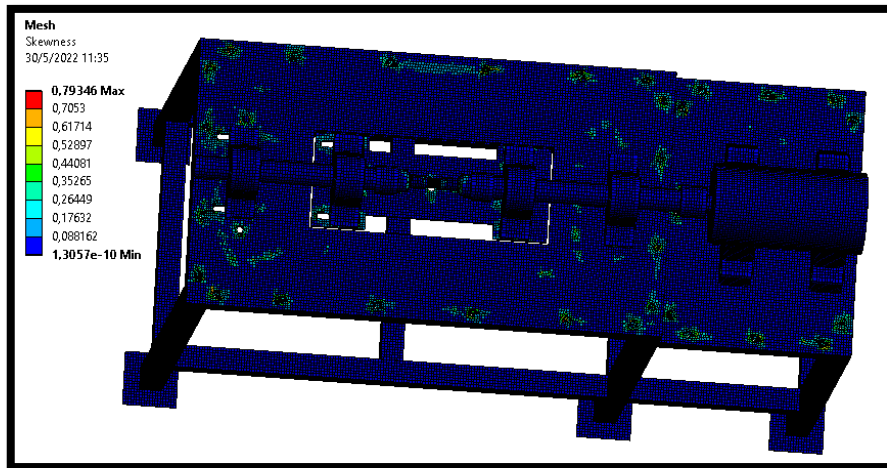


Figura 3.35 Mallado de máquina

En la figura (3.35) se observa el mallado rodear en su totalidad a la máquina, esta herramienta permite activar el sistema skewness, el cual es un sistema de colores que indican la calidad octogonal y asimetría de la malla, en este caso su calidad de malla tiene un valor de 0,79.



Figura 3.36 Espectro de métricas de malla: Oblicuidad
(ANSYS. Inc., 2011)

Esta escala de calidad de malla mostrada en la figura (3.36) muestra los valores con sus respectivos rangos. Una simulación puede realizarse de manera correcta y más cercana a la realidad con un rango entre excelente y aceptable; la maquina al tener una calidad de malla con valor a 0,79 está en el rango bueno, pero este puede mejorar.

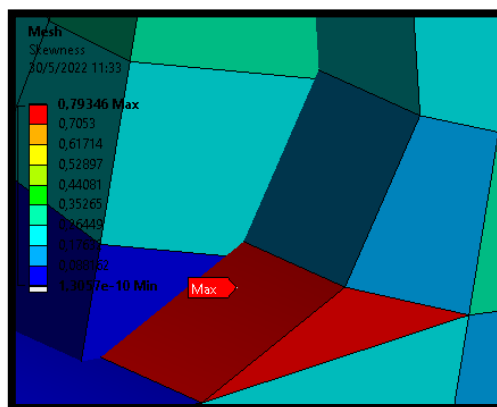


Figura 3.37 Mala oblicuidad de malla

El sistema skewness esta con zoom en la figura (3.37), esta herramienta permite ubicar los valores máximos de la calidad del mallado, siendo los valores más cercanos a un rango inaceptable como se mostró en la figura (3.36), y coloreada de color rojo.

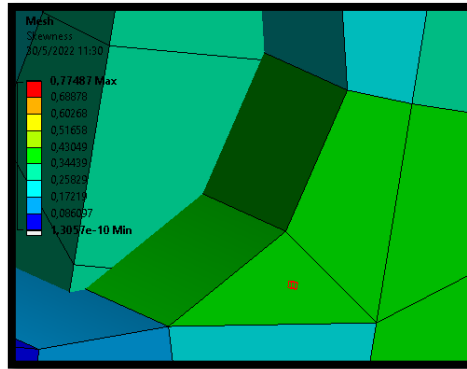


Figura 3.38 Buena oblicuidad de malla

En la figura (3.38) después de haber usado el editor de nodos para mejorar la oblicuidad, se muestra que el valor máximo de la calidad de mallado ha mejorado, el cual pasa de un valor de 0,79 a un valor de 0,77, además que su tono rojo cambia a uno verde; sin embargo, todavía se puede mejorar la calidad, al encontrar todos los valores máximos y editar su oblicuidad; el objetivo de este sistema es llegar lo más cerca que se pueda al rango excelente, para obtener simulaciones concisas.

Antes de realizar las simulaciones respectivas, se presenta propiedades de la maquina conjunto a valores, los cuales serán constantes en cada simulación. Estos se muestran en la tabla (3.10).

Tabla 3.10 Datos contantes en las simulaciones

Tipo de análisis	Estático
Fuerza aplicada	490 N
Componente	Placa de fuerza
Material	Acero Estructural
Densidad	7.85 g/cm ³
Límite elástico mínimo	250 MPa
Límite de resistencia máximo	400 - 550 MPa

3.3.2 ANÁLISIS ESTRUCTURAL - TENSIÓN EQUIVALENTE

Este análisis detalla de manera visual, que elementos de la máquina tienen mayor reacción, al momento de ejercer una fuerza determinada en un punto determinado.

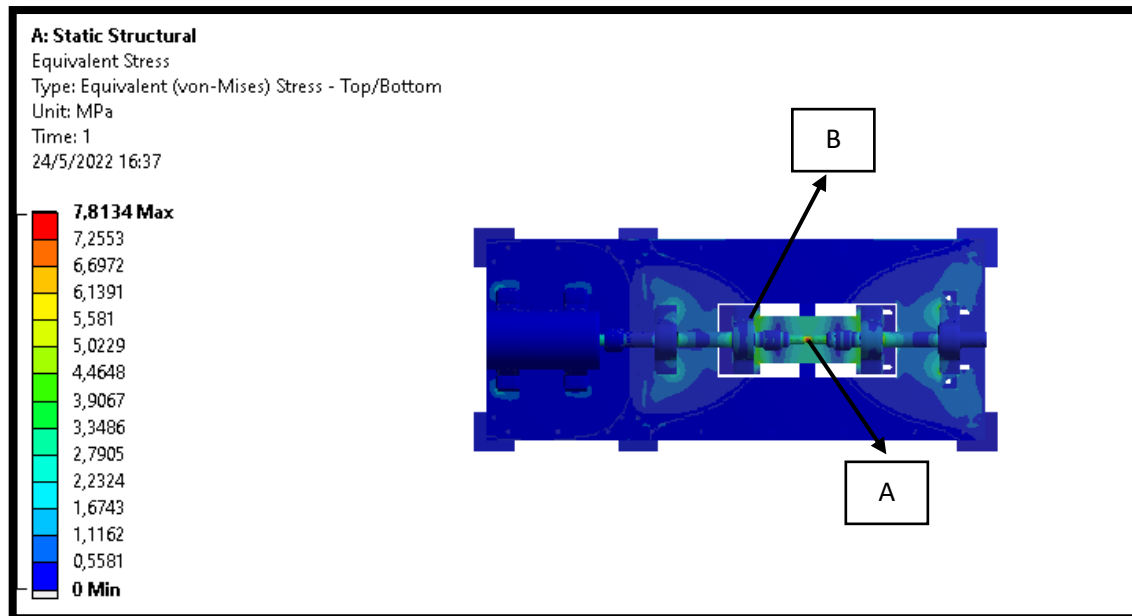


Figura 3.39 Simulación de tensión equivalente en el cuerpo de la máquina (Vista general)

En la figura (3.39) al igual que en el sistema skewness se observa una escala de colores, la cual indica valores numéricos altos o bajos relacionados a la coloración de la máquina. Al ser una simulación de tensión equivalente en un cuerpo estático, es colocada la fuerza de 490 N en la placa de fuerza B, pues es el único componente que va a someterse a una fuerza, la reacción del resto de componentes se muestra con ayuda de la simulación.

El máximo valor a la tensión equivalente es 7.81 MPa, destacándose por su coloración roja, este valor da a entender que la estructura en general no sufrirá daños al aplicar una fuerza de 490 N, ya que se requiere un tensión equivalente o superior a 250 MPa para deformar permanentemente un componente y para que tienda a fallar, la tensión debe ser entre 400 y 550 MPa que es el límite de resistencia de este acero. Para verificar los valores de cada color presentados en la máquina, ver la figura (3.39) donde se encuentra la escala de color.

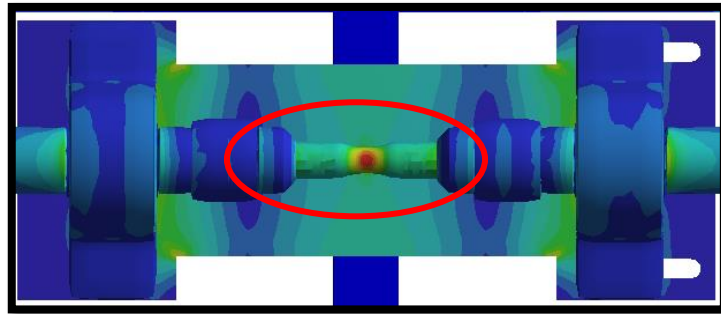


Figura 3.40 Simulación de tensión equivalente en el cuerpo de la máquina (Zoom en probeta)

En la figura (3.40) se hace un zoom hacia la probeta, donde se halla el punto con una tensión equivalente a 7.81 MPa, si bien genera una fuerza mínima de tensión, se debe destacar donde ha surgido, ya que indica que el dimensionamiento de la maquina es correcto, puesto que se quiere una probeta rota en su centro al aplicar una fuerza a la placa de fuerza.

3.3.3 ANÁLISIS ESTRUCTURAL - DEFORMACIÓN TOTAL

Este análisis detalla de manera visual, que elementos de la máquina tienen mayor deformación, al momento de ejercer una fuerza determinada en un punto determinado.

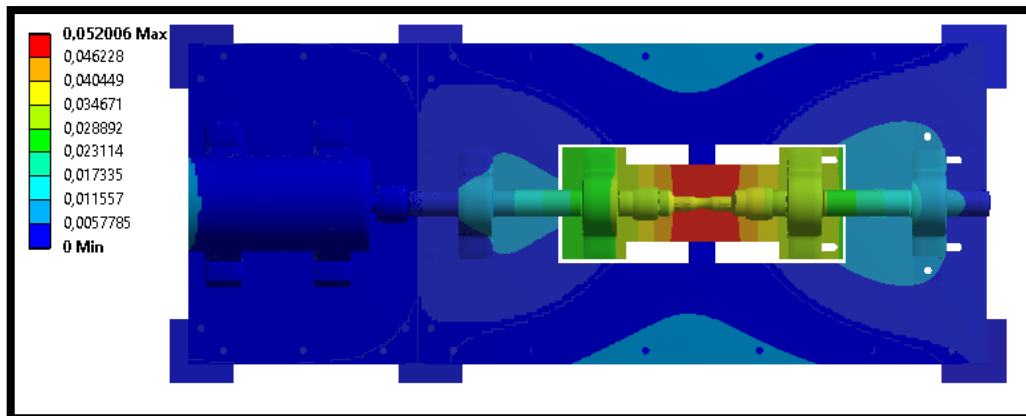


Figura 3.41 Simulación de deformación total en el cuerpo de la máquina (Vista general)

En una vista superior de la maquina mostrada en la figura (3.41), se puede destacar que los únicos componentes que están siendo afectados de manera drástica son las chumaceras, terminales de los ejes, mandriles y probeta, pero su deformación es mínima, al igual que la placa de fuerza que, a pesar de poseer la máxima deformación equivalente en su centro, su

valor es de 0,052 mm sin embargo, este valor será comprobado si es el indicado para que una probeta se rompa a la mitad, esta deformación en el centro de la placa hace que haya un momento flector en la probeta, permitiendo su rotura.

Esta simulación se la realiza con el fin de ver una deformación no permanente en la placa de fuerza, demostrando que la selección de materiales y espesores fueron lo correctos, sin embargo, esto se verificara en la parte práctica al momento que la máquina ya construida funcione.

3.3.4 FACTOR DE SEGURIDAD

Este proceso se la puede realizar por medio del esfuerzo máximo equivalente (Max Equivalent Estress), una vez ejecutado se plasmará la maquina en el programa de software CAE con detalle, de que puntos o áreas del cuerpo pueden o no colapsar, por medio de una escala de color conjunto a valores numéricos, siendo su máximo el valor de 15. Se debe decir que el programa no puede mostrar factores de seguridad mayor a 15, puesto que ese valor es demasiado alto, ya que un sistema se considera seguro al tener valores iguales o mayor a 1.

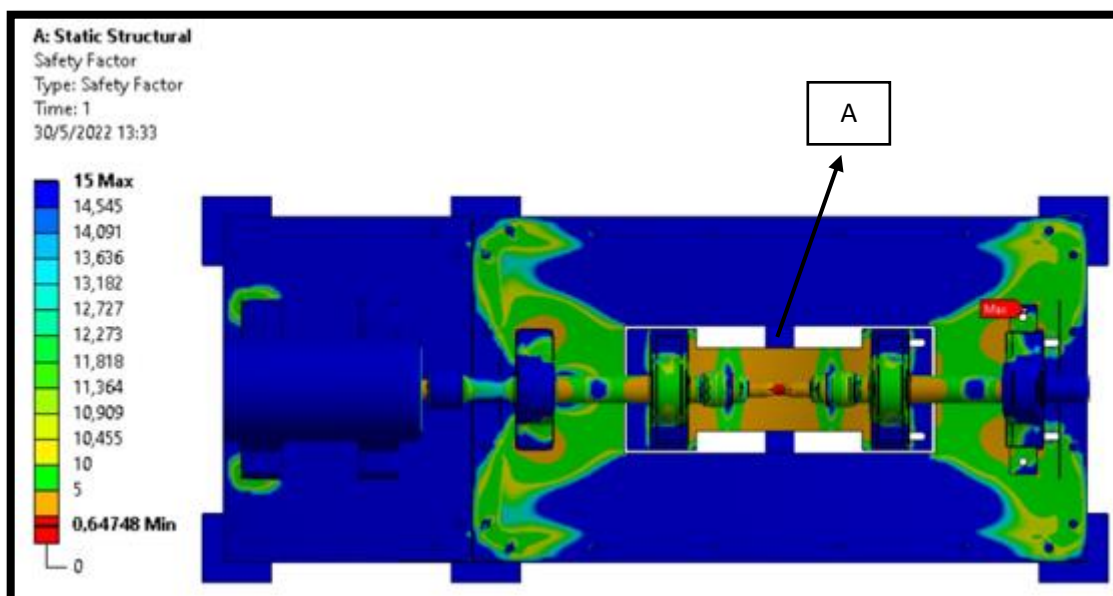


Figura 3.42 Simulación de factor de seguridad en el cuerpo de la máquina (Vista general)

En la figura (3.42) se observa los valores de factor de seguridad conjunto a la escala de colores, que a su vez son plasmados en la estructura de la máquina. La placa de fuerza A al estar sometida con carga de 490N muestra un factor de seguridad de 5 el cual es alto y dando la cualidad de ser seguro en el sistema, el resto de colores al ser de un rango más alto que la placa de fuerza A se caracterizan también por ser seguros.

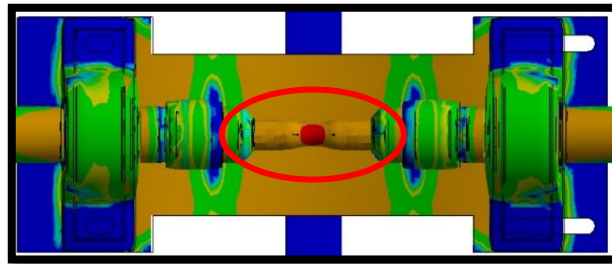


Figura 3.43 Simulación de factor de seguridad en el cuerpo de la máquina (Zoom en probeta)

Al hacer un zoom hacia la probeta como se muestra en la figura (3.43), se puede encontrar en su mitad un coloreado rojo el cual, en la escala de color, el factor de seguridad tiene un valor de 0,64, este valor es menor a 1, por lo cual no es seguro y por ende fallara. Entonces esta simulación cumple su objetivo al dar indicio que habrá una fractura en la probeta.

Aquí se concluye las simulaciones estáticas y se obtuvo resultados aceptables, para producir un momento flector en el sistema, la cual producirá una rotura en la probeta, estos criterios serán afirmados en la parte práctica, con la construcción y arranque de la máquina.

3.4 RESULTADOS DE CONSTRUCCIÓN

3.4.1 ETAPA FINAL DE ENSAMBLE

En el diseño de la máquina de fatiga por flexión rotativa ya en su presentación final figura (3.44), permite al estudiante tener una relación completa entre la teoría con la práctica, con la finalidad obtener y registrar los resultados conseguidos, mediante la variación de materiales y cargas para la realización del ensayo.



Figura 3.44 Presentación Final de la Máquina

Considerando también que los resultados se asemejan con lo establecido en la literatura ya mencionada en el apartado de la teoría, se puede corroborar y así realizar un análisis profundo de los datos obtenidos por medio de la máquina.

3.5 RESULTADOS DE ENSAYOS

Tabla 3.11 Resultados de ensayos

RESULTADOS						
No ENSAYO	MATERIAL	RPM	CARGA (kg)	TIEMPO (s)	CICLOS	ESFUERZO (MPa)
1	Acero AISI 1018	1795	50	41	1227	383
2	Acero AISI 1018	1795	20	148	4428	308
3	Acero AISI 4340	1795	50	156	4667	496
4	Acero AISI 4140	1795	40	182	5445	438

La tabla posterior mostró valores de trabajo, que son las RPM del motor conjunto a la carga, y valores resultantes que son el tiempo y ciclos que se consigue al culminar cada ensayo. El esfuerzo resultante se calcula por medio de los ciclos generados con la siguiente ecuación.

$$s_f = aN^b \quad \text{Ec. 3.58}$$

Donde:

N= Es el número de ciclos

Para los valores a y b se desarrolla la siguiente ecuación

$$a = \frac{(FS_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. 3.59}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{FS_{ut}}{S_e}\right) \quad \text{Ec. 3.60}$$

También se hace uso de un valor FS_{ut} , para saber la resistencia a la tracción máxima de un material ya procesado.

$$FS_{ut} = f * S_{ut} \quad \text{Ec. 3.61}$$

Donde:

f = Valor usado para encontrar resistencias ultimas entre 70 y 200 Kpsi, si el S_{ut} es menor a 70 Kpsi se usará un valor de 0.9.

S_{ut} = Resistencia a la tracción máxima de un material

Ensayo #1 y #2 Acero AISI 1018

Los factores que se encargan de modificar la resistencia a la fatiga, se determinan de la siguiente ecuación (2.2).

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

Factor de Superficie (Ka)

La ecuación (2.3), es útil para el cálculo de factor de superficie y de la tabla (2.1) se extraen los valores para a y b, considerando una superficie de maquinado o laminado en frio.

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Donde:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 441^{-0.265}$$

$$K_a = 0.8982$$

Factor de Tamaño (Kb)

Con la ecuación (2.6), determinamos el factor de tamaño. Se debe tener en consideración la siguiente función:

$$2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$d_e = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 * (96.77)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.76$$

Factor Confiabilidad (Kc)

De la ecuación (2.7), calculamos el factor K_C .

$$K_c = 1 - 0.08 Z_a$$

Para la confiabilidad se utiliza 99 %, de la tabla (2.2).

$$K_C = 0.814$$

Factor de Temperatura (Kd)

De la ecuación (2.8), calculamos el factor de temperatura $T \leq 450^\circ \text{ C}$.

$$K_d = 1$$

Factor Varios (Ke)

De la ecuación (2.9).

$$K_e = 1$$

Límite de Resistencia (Se)

De la ecuación (2.1), donde el valor S_{ut} es tomado de la tabla de propiedades mecánicas del acero AISI SAE (1018).

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 440 \text{ (MPa)}$$

$$S'_e = 220 \text{ (MPa)}$$

Entonces la resistencia a la fatiga mínima Ec.2.2 es:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$
$$S_e = 0.8982 * 0.76 * 0.814 * 1 * 1 * 220$$
$$S_e = 122 \text{ (MPa)}$$

La resistencia a la fatiga máxima es Ec.3.59

$$FS_{ut} = f * S_{ut}$$
$$FS_{ut} = 0.9 * 440$$
$$FS_{ut} = 396 \text{ (MPa)}$$

Ya con los valores máximo y mínimo de resistencia a la fatiga se empieza a calcular el esfuerzo generado por medio de los ciclos reales con las ecuaciones (3.59) y (3.60).

$$a = \frac{(FS_{ut})^2}{S_e} \qquad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{FS_{ut}}{S_e}\right)$$
$$a = \frac{(396 \text{ MPa})^2}{122 \text{ MPa}} \qquad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{396 \text{ MPa}}{122 \text{ MPa}}\right)$$
$$a = 1285 \text{ MPa} \qquad b = -0.17$$

Reemplazarlas en la ecuación (3.58), para acero AISI 1018 con carga de 490 N

$$s_f = aN^b$$
$$s_f = 1285 \text{ MPa}(1227)^{-0.17}$$
$$s_f = 383 \text{ MPa}$$

Reemplazarlas en la ecuación (3.58), para acero AISI 1018 con carga de 196 N

$$s_f = aN^b$$
$$s_f = 1285 \text{ MPa}(4428)^{-0.17}$$
$$s_f = 308 \text{ MPa}$$

Estos valores son mostrados en la siguiente gráfica, con sus respectivos ciclos reales y ciclos teóricos, para que el acero falle.

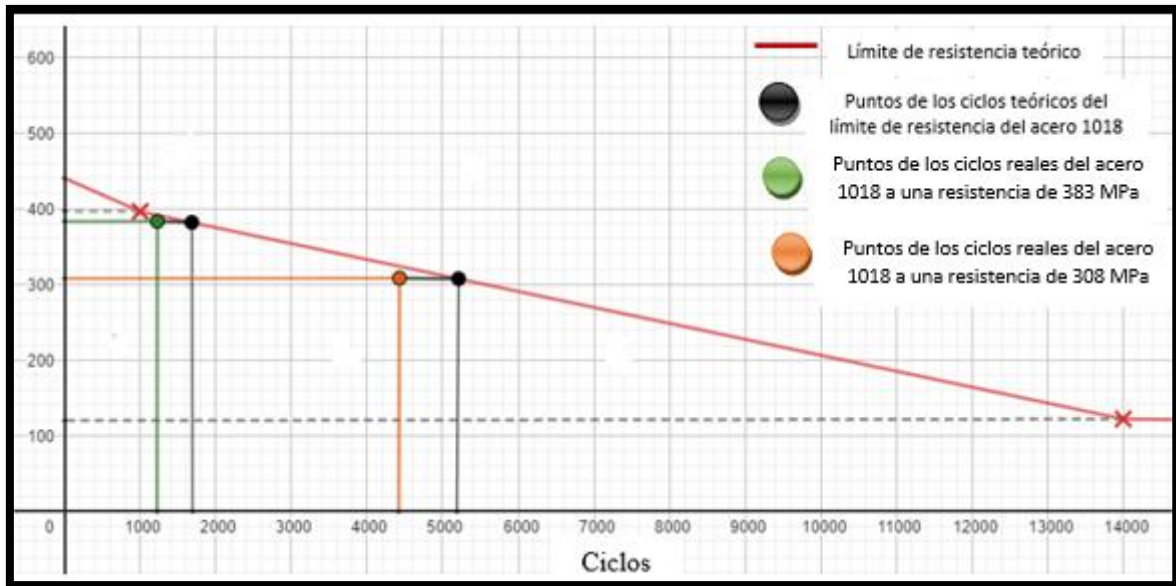


Figura 3.45 Comparación de puntos de los ciclos teóricos y reales del límite a la resistencia del acero 1018 a cargas diferentes

Función Error

$$F_e = \left| \frac{1693 - 1227}{1693} \right|$$

$$F_e = 0.27$$

$$F_e = 27 \%$$

$$F_e = \left| \frac{5188 - 4428}{5188} \right|$$

$$F_e = 0.14$$

$$F_e = 14 \%$$

Ensayo #3 Acero AISI 4340

Los factores que se encargan de modificar la resistencia a la fatiga, se determinan de la siguiente ecuación (2.2).

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

Factor de Superficie (Ka)

La ecuación (2.3), es útil para el cálculo de factor de superficie y de la tabla (2.1) se extraen los valores para a y b, considerando una superficie de maquinado o laminado en frío.

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 792^{-0.265}$$

$$K_a = 0.7692$$

Factor de Tamaño (Kb)

Con la ecuación (2.6), determinamos el factor de tamaño.

Se debe tener en consideración la siguiente función:

$$2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$d_e = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 * (96.77)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.76$$

Factor Confiabilidad (Kc)

De la ecuación (2.7), calculamos el factor K_C .

$$K_c = 1 - 0.08 Z_a$$

Para la confiabilidad se utiliza 99 %, de la tabla (1.2).

$$K_C = 0.814$$

Factor de Temperatura (Kd)

De la ecuación (2.8), calculamos el factor de temperatura $T \leq 450^\circ \text{ C}$.

$$K_d = 1$$

Factor Varios (Ke)

De la ecuación (2.9).

$$K_e = 1$$

Límite de Resistencia (Se)

El valor Sut es tomado de la tabla de propiedades mecánicas del acero AISI SAE (4340).

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 792 \text{ (MPa)}$$

$$S'_e = 396 \text{ (MPa)}$$

Entonces la resistencia a la fatiga Ec.2.2 es:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 0.7692 * 0.76 * 0.814 * 1 * 1 * 396$$

$$S_e = 188 \text{ (Mpa)}$$

La resistencia a la fatiga máxima es Ec.3.59

$$FS_{ut} = f * S_{ut}$$

$$FS_{ut} = 0.825 * 792$$

$$FS_{ut} = 653 \text{ (MPa)}$$

Ya con los valores máximo y mínimo de resistencia a la fatiga se empieza a calcular el esfuerzo generado por medio de los ciclos reales con las ecuaciones (3.59) y (3.60).

$$a = \frac{(FS_{ut})^2}{S_e} \qquad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{FS_{ut}}{S_e}\right)$$

$$a = \frac{(653 \text{ MPa})^2}{188 \text{ MPa}} \qquad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{653 \text{ MPa}}{188 \text{ MPa}}\right)$$

$$a = 2268 \text{ MPa} \qquad b = -0.18$$

Reemplazarlas en la ecuación (3.58), para acero AISI 4340 con carga de 490 N

$$s_f = aN^b$$

$$s_f = 2268 \text{ MPa}(4667)^{-0.18}$$

$$s_f = 496 \text{ MPa}$$

Este valor es mostrado en la siguiente gráfica, con sus respectivos ciclos reales y ciclos teóricos, para que el acero falle.

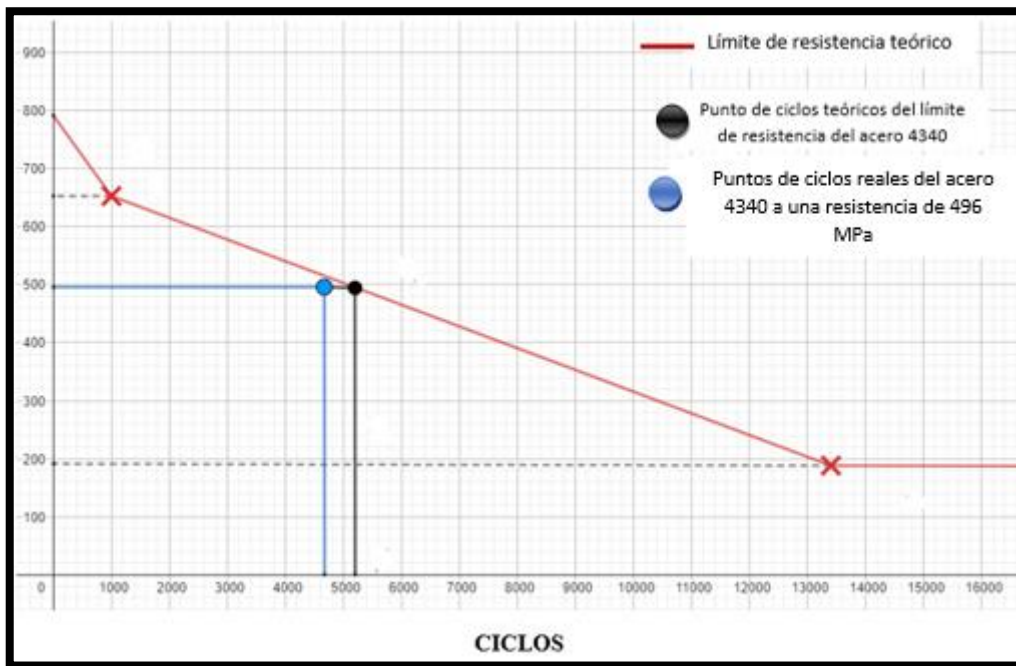


Figura 3.46 Comparación de puntos de los ciclos teóricos y reales del límite a la resistencia del acero 4340

Función Error

$$F_e = \left| \frac{4667 - 5200}{5200} \right|$$

$$F_e = 0.10$$

$$F_e = 10 \%$$

Ensayo #4 Acero AISI 4140

Los factores que se encargan de modificar la resistencia a la fatiga, se determinan de la siguiente ecuación (2.2).

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

Factor de Superficie (Ka)

La ecuación (2.3), es útil para el cálculo de factor de superficie y de la tabla (2.1) se extraen los valores para a y b, considerando una superficie de maquinado o laminado en frío.

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 655^{-0.265}$$

$$K_a = 0.8089$$

Factor de Tamaño (Kb)

Con la ecuación (2.6), determinamos el factor de tamaño. Se debe tener en consideración la siguiente función:

$$2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$d_e = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 * (96.77)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.76$$

Factor Confiabilidad (Kc)

De la ecuación (2.7), calculamos el factor K_C .

$$K_c = 1 - 0.08 Z_a$$

Para la confiabilidad se utiliza 99 %, de la tabla (2.2).

$$K_c = 0.814$$

Factor de Temperatura (Kd)

De la ecuación (2.8), calculamos el factor de temperatura $T \leq 450^\circ \text{ C}$.

$$K_d = 1$$

Factor Varios (Ke)

De la ecuación (2.9).

$$K_e = 1$$

Límite de Resistencia (Se)

El valor S_{ut} es tomado de la tabla de propiedades mecánicas del acero AISI SAE (4140).

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 655 \text{ (MPa)}$$

$$S'_e = 328 \text{ (MPa)}$$

Entonces la resistencia a la fatiga Ec.2.2 es:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 0.8089 * 0.76 * 0.814 * 1 * 1 * 328$$

$$S_e = 164 \text{ (Mpa)}$$

La resistencia a la fatiga máxima es Ec.3.59

$$FS_{ut} = f * S_{ut}$$

$$FS_{ut} = 0.85 * 655$$

$$FS_{ut} = 557 \text{ (MPa)}$$

Ya con los valores máximo y mínimo de resistencia a la fatiga se empieza a calcular el esfuerzo generado por medio de los ciclos reales con las ecuaciones (3.59) y (3.60).

$$a = \frac{(FS_{ut})^2}{S_e} \qquad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{FS_{ut}}{S_e}\right)$$

$$a = \frac{(557 \text{ MPa})^2}{164 \text{ MPa}} \qquad b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{557 \text{ MPa}}{164 \text{ MPa}}\right)$$

$$a = 1892 \text{ MPa}$$

$$b = -0.17$$

Reemplazarlas en la ecuación (3.58), para acero AISI 4140 con carga de 392 N

$$s_f = aN^b$$

$$s_f = 1892 \text{ MPa}(5445)^{-0.17}$$

$$s_f = 438 \text{ MPa}$$

Este valor es mostrado en la siguiente gráfica, con sus respectivos ciclos reales y ciclos teóricos, para que el acero falle.

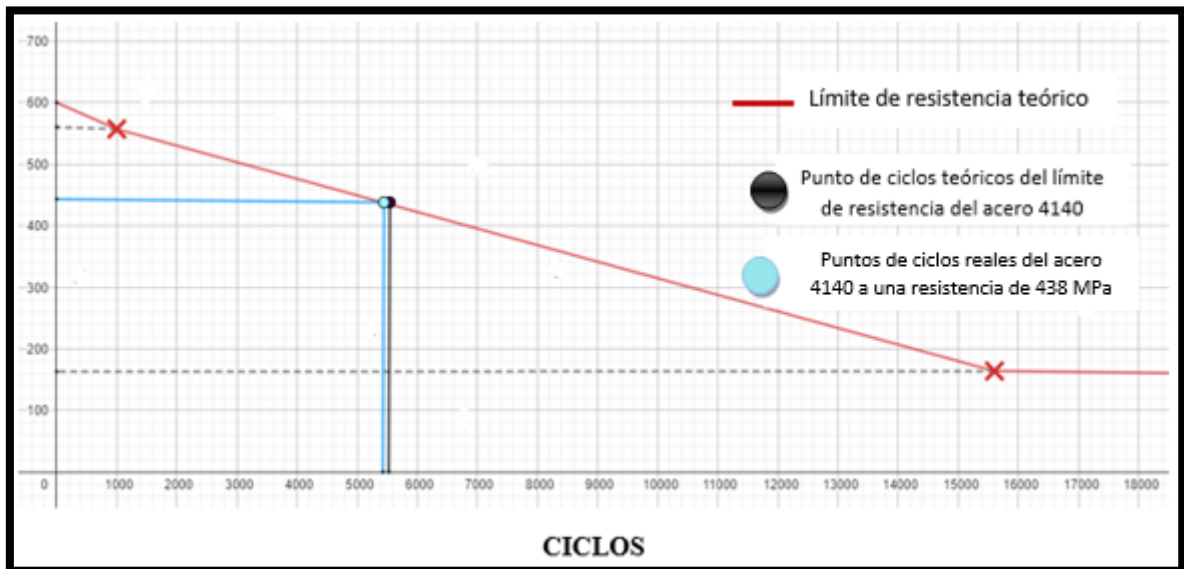


Figura 3.47 Comparación de puntos de los ciclos teóricos y reales del límite a la resistencia del acero 4140

Función Error

$$F_e = \left| \frac{5445 - 5543}{5543} \right|$$

$$F_e = 0.017$$

$$F_e = 1.7 \%$$

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- Para producir fatiga en un material es necesario que esté sometido a fuerzas dinámicas. Estas fuerzas producen crecimiento de grietas hasta la falla catastrófica. Tal proceso permite observar información relevante para la investigación. Por ejemplo, se ha encontrado que para aceros aleados y al carbono el límite a fatiga está entre el 40% y 60% de la resistencia a la tensión. Esto para S_{ut} de hasta 1400 MPa. En el presente trabajo se realizó la revisión de literatura sobre máquinas para ensayos de fatiga por flexión rotativa y los factores que intervienen en ellas. En esta revisión se constató que la variación del límite a fatiga que se presenta en la literatura se cumple con los resultados obtenidos. Así, para el acero AISI 1018 que presenta en promedio una $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$, se obtuvo experimentalmente una resistencia a fatiga entre 308 Mpa y 383 Mpa para distintas cargas.
- La máquina de viga rotatoria con soportes (alternativa 2) fue la opción elegida para ser desarrollada en el presente diseño y construcción. Se confirmó la idoneidad de esta alternativa mediante el estudio por criterios ponderados con pautas de diseño, ergonomía, costo, operación y mantenimiento, ante la máquina brazo-balanza (alternativa 1) y máquina en voladizo (alternativa 3). El rango de estudio conseguido con 1795 RPM es de cargas variables que pueden llegar hasta 980N. De este modo se consigue una distribución simétrica de carga en la probeta.
- Las dimensiones iniciales de todos los elementos estructurales de la máquina de ensayos fueron obtenidas mediante la aplicación de modelos teóricos estudiados en Resistencia de Materiales y Diseño Mecánico. Con estas dimensiones iniciales mediante herramientas CAD se generó la geometría de partida para las simulaciones numéricas por elementos finitos. Todo el proceso de diseño se enfocó en la resistencia estructural de la máquina y la aplicación del momento flector requerido en la garganta de la probeta, tal como lo exigen los ensayos de fatiga. En esta etapa del diseño se definieron los planos mecánicos para la construcción de la máquina.

También se generó el mallado para las simulaciones numéricas, con una calidad según la herramienta Skewness, buena (0.77). Esto asegura un buen rango de estabilidad en los resultados de las simulaciones numéricas. Los resultados numéricos muestran que, bajo carga aplicada, la tensión por flexión se transmite de forma efectiva de la placa de fuerza a la parte central de la probeta (factor de seguridad de 0,64). La deformación total indica un valor máximo de 0,052 mm en medio de la placa de fuerza lo cual no entra en deformación plástica y es coherente con la literatura especializada. Estos resultados sugieren que la máquina diseñada está en capacidad de llevar a cabo ensayos de fatiga rotativa.

- Con los resultados del proceso de diseño se realiza la selección de los materiales disponibles en el mercado y que cumplan con los requisitos resistivos desde el punto de vista mecánico. Para las vigas longitudinales y marcos rígidos se escogió un tubo cuadrado de 40x40 mm con un espesor de 1.5 mm que soporta un peso equivalente a 88,29 kg, equivalente a todos los componentes de la máquina que están sobre placas de acero ASTM A-36 de espesor 8 mm. Se destaca la distancia de 14 mm que hay entre las chumaceras y mandriles ubicados al final de cada eje con diámetro de 31,75, pues al existir simetría se puede generar un momento flector central en la probeta. Los componentes que no se manufactura, son seleccionados según los requerimientos técnicos y de funcionamiento más adecuados para la máquina. El diseño resulta ser viable desde el punto de vista técnico y comercial (precios en el mercado cercanos a 3000 USD.).
- Se manufacturó cuatro probetas estandarizadas de Acero, con especificaciones AISI 1018, 4340 y 4140. Se colocó una probeta (AISI 1018) entre los mandriles de sujeción, ubicados sobre la placa de fuerza, sin carga mecánica aplicada. La máquina gira a 1795 RPM sin carga radial durante un tiempo que puede considerarse vida infinita para este material. Este hecho sugiere que la alineación entre mandriles es la correcta para realizar ensayos de fatiga puesto que no hay carga sensible. Con esta observación, se coloca la probeta AISI 1018, con una carga de 490 N, que genera un esfuerzo de 383 MPa en el centro de la probeta con falla a los 41 segundos o 1227

ciclos. En la literatura se reporta falla a 1693 ciclos con una discrepancia del 27% respecto de los resultados alcanzados en el presente trabajo. Para el mismo material con carga de 196 N la discrepancia disminuye al 14%. La probeta AISI 4340 con carga de 490 N soporta un esfuerzo de 496 MPa. La falla se produce en 156 segundos (4 667 ciclos). Según las referencias la falla se produce a 5201 ciclos. Esto da una discrepancia del 10% respecto de la literatura especializada. La probeta AISI 4140 con carga de 392 N soporta un esfuerzo de 438 MPa. El quiebre se produce en 182 segundos, presentado una discrepancia del 1,7% respecto de la literatura de referencia. Los resultados se consideran aceptables dentro de los rangos experimentales publicados. Esto confirma que la máquina de ensayos diseñada y construida en el presente proyecto, es una herramienta efectiva para el análisis experimental de materiales.

4.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda enfatizar en los sílabos de las asignaturas relativas al diseño mecánico, la importancia del fenómeno de la falla de materiales bajo cargas cíclicas. Con la máquina producida en el presente proyecto el estudio de este tema se extiende a una fase de experimentación. Esto complementaría satisfactoriamente la teoría revisada en clase.
- Se recomienda estudiar otros tipos de máquinas que se destinan a pruebas de materiales, con motivo de construir un laboratorio de mecánica de materiales para la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas y específicamente, para la Carrera de Ingeniería Automotriz.
- Se recomienda la profundización de la aplicación de métodos numéricos para simulación de materiales tal como el Método de Elementos Finitos. Esto cubrirá la necesidad del estudiante en cuanto a conocimiento sobre herramientas de diseño efectivas, complementadas con análisis experimental.
- Se recomienda implementar un sensor de proximidad, que actúe directamente sobre la placa de fuerza para finalizar el movimiento del motor una vez falle la probeta. Esto se complementaría con una pantalla legible a la botonera de mando en donde se indique el tiempo de ensayo o la vida a fatiga del material ensayado. Estas mejoras deberán hacerse “in situ” ya que la máquina está fijada y probada en su ubicación y condiciones actuales.
- Para ensayos con fines investigativos futuros, se recomienda usar probetas normalizadas, tal como en los ensayos desarrollados en el presente trabajo. Se recomienda utilizar como variables de investigación el tipo de material y acabados ya que esto incide de forma significativa en el cálculo de los factores de Marín.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Amé, Ricardo. 2012. *Mecánica Aplicada al Diseño de Los Elementos de Máquina*.
2. Askeland, Donald, and Pradeep Phulé. 2004. *CIENCIA E INGENIERÍA DE LOS MATERIALES*. Cuarta.
3. ASTM E366. 2021. “Práctica Estándar Para Realizar Ensayos de Fatiga Axial de Amplitud Constante Con Control de Fuerza de Materiales Metálicos.”
<https://www.astm.org/standards/e466> (April 18, 2022).
4. Avila, Jorge. 2017. “CONCEPCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA DE FATIGA, PARA ESTUDIAR LA FATIGA POR TORSION TEÓRICA Y EXPERIMENTAL EN MATERIALES INDUSTRIALES.”
<http://www.aiscience.org/journal/ijamr>.
5. Avilés, Rafael. 2015. *Métodos de Cálculo de Fatiga Para Ingeniería. Metales*. Primera.
6. Besa, Antonio, and Francisco Valero. 2015. *Diseño de Máquinas*. ed. Editorial de la Universidad Politécnica de Valencia.
7. Budynas, Richard, and Keith Nisbett. 2008. *Diseño En Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava. eds. Richard Budynas and Keith Nisbett.
8. Richard Budynas and Keith Nisbett. 2012. *Diseño En Ingeniería Mecánica de Shigley*. Novena. eds.
9. Córdova, Jhon, and Herman Loayza. 2010. “BANCOS PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXION.”
10. Córdova, Jhon, and Herman Loayza. 2010. “BANCOS PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXION.”

11. Cortés, pablo, and Luis Onieva. 2010. “Ingeniería de Organización: Modelos y Aplicaciones.”: 124.
12. Cuichán, Fausto, and Wilson Dueñas. 2008. “REDISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DE VIGA ROTATORIA SOMETIDA A FLEXION PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA.”
13. Deutschman, Aaron, Walter Michels, and Charles Wilson. 1985. *Diseño de Máquinas Teórica y Práctica*.
14. Escacena, José. 2005. “NORMAS APLICADAS A LOS ENSAYOS.”: 32.
15. Escandon, Juan. 2018. “AJUSTE DE UNA MAQUINA R.R. MOORE, Y OBTENCION DE FACTORES QUE MODIFIQUEN LA VIDA SEGÚN LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL PARA UN ACERO SAE1045.”
16. Eva, Marco. 2010. “Metodología Para El Análisis a Fatiga Mediante El Código pro Engineer: Aplicación a Un Eje Ferroviario.”: 19.
17. García, José. 2004. *Fundamentos Del Diseño Mecánico*.
18. García, Juan, Cristina Castejón, Higinio Rubio, and Jesús Meneses. 2014. *Problemas Resueltos de Teoría de Máquinas y Mecanismos*. Segunda.
19. Goytisolo Espinosa, Rafael et al. 2013. *INVESTIGACION DE LAS FALLAS POR FATIGA DE LOS ARBOLES DE LAS BOMBAS DE ALIMENTACION DE LAS CALDERAS DE LA CTE “CARLOS MANUEL DE CESPEDES” INVESTIGATION OF FATIGUE FAILURES OF TREES FEED PUMPS OF THE CTE BOILERS “CARLOS MANUEL DE CESPEDES.”*

20. Helio, Panadero. 2014. *METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y A FATIGA DE EJES Y OBTENCIÓN DEL FACTOR DE INTENSIDAD DE TENSIONES MEDIANTE EL MÉTODO XFEM EN ABAQUS.*
21. Hernández, Héctor, and Édgar Espejo. 2002. *Mecánica de Fractura y Análisis de Falla.* Primera. Colombia-Bogotá.
22. Himmelblau, David, and Kenneth Bischoff. 1976. “Análisis y Simulación de Procesos.”: 198.
23. Ibérica de Ingeniería, Simulación y Análisis, S.L. Copyright © 2001. 2001. “Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad.”
24. Instituto Técnico de la Estructura en Acero (ITEA). 14. *Diseño Para Fatiga.*
Jaramillo, Héctor. 2017. *Resistencia de Materiales. Algunos Temas Especiales.*
Kerguignas, Marcel, and Guy Caignaert. 1980. “Resistencia de Materiales.” En *Resistencia de Materiales*, 151–54.
25. Marco, Eva. 2010. *METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS A FATIGA MEDIANTE EL CÓDIGO PRO ENGINEER: APLICACIÓN A UN EJE FERROVIARIO.*
26. Marin, Joseph. 1962. *Mechanical Behavior of Engineering Materials.*
27. Martínez, Aquiles. 2004. 2 *Criterios Fundamentales Para Resolver Problemas de Resistencia de Materiales.*
28. Mera, Helio. 2014. “Metodología Para El Análisis de Esfuerzos Y a Fatiga De Ejes y Obtención Del Factor De Intensidad De Tensiones Mediante El Método Xfem En Abaqus.”: 37. <https://core.ac.uk/download/pdf/44310782.pdf>.
29. Mott, Robert. 2006. *Elementos de Máquina En Diseño Mecánico.* Cuarta.

30. Mott, Robert. 2009. *Resistencia de Materiales*. Quinta.
31. Myszka, David. 2012. *MÁQUINAS Y MECANISMOS*. Cuarta.
32. Norton, Robert L. 2009. *DISEÑO DE MAQUINARIA*.
33. Núñez, Carlos, Antoni Roca, and Jordi Jorba. 2011. *2 Comportamiento Mecánico de Los Materiales. Volumen 2*. eds. Carlos Núñez, Antoni Roca, and Jordi Jorba.
34. Palomares, María. 2017. *ESTUDIO DE FATIGA EN VIGA ROTATORIA NOMBRE PROYECTO*.
35. Pazos, Norma. 2006. *Tecnología de Los Metales y Procesos de Manufactura*. ed. Norma Pazos.
36. Pedrero, José, and Alejandro Fernández. 2019. *Elementos de Máquinas*.
37. Riba, Carles. 2002. *Diseño Concurrente*.
38. Simbaña, Carlos. 2012a. “ESTUDIO DE FATIGA EN CICLOS ALTOS EN EL ACERO AISI 1045 PARA DETERMINAR LA OCURRENCIA DE FALLA CUMPLIENDO NORMAS ASTM E-606.” Universidad Técnica de Ambato.
39. Simbaña, Carlos. 2012b. “ESTUDIO DE FATIGA EN CICLOS ALTOS EN EL ACERO AISI 1045 PARA DETERMINAR LA OCURRENCIA DE FALLA CUMPLIENDO NORMAS ASTM E-606.” Universidad Técnica de Ambato.
40. Spotts, M. 1966. “Proyecto de Elementos de Máquinas.” In *Proyecto de Elementos de Máquinas*, 87–96.
41. Valencia, N et al. 2003. “DETERMINACIÓN DE LAS CURVAS SN-P EN FATIGA ROTATORIA DE LAS ALEACIONES DE ALUMINIO 2024-T3 y 7075-T7351 Y

SU DEPENDENCIA CON LOS TRATAMIENTOS SUPERFICIALES.”

<https://www.researchgate.net/publication/236945718>.

42. Vega, Karen. 2011. *Procesos de Manufactura*.

43. Villarón, Javier, Daniel Pineda, and Ernestina Pérez. 2007. “INNOVACION
TECNOLÓGICA.” *INVESTIGACIÓN ADMINISTRATIVA*.

44. Zwick, Roel, and Hanak Karin. 2020. “ENSAYO DE MATERIALES.” *INGENIERÍA
DE APLICACIONES*.

ANEXOS

ANEXO I

PROPIEDADES MECÁNICAS DE MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA


Propiedades Mecánicas Acero 1045					
 RSACERO	Resistencia a la tensión (Kg/cm ²)	Punto de cedencia (Kg/cm ²)	% Elongación en 50.8 m.m.	% Reducción de área	Dureza Brinell
Estrado en frío 1" Ø	7700	5500	19	32	220
Recocido (790°C) 1"Ø	5600	3375	30	54	160
Normalizado (900°C)					
1"Ø	6100	3815	28	52	190
2"Ø	6000	3750	28	52	170
4"Ø	5900	3500	27	50	170
Templado (840°C) Y Revenido (590°C)					
1"Ø	7670	5330	24	63	210
2"Ø	7300	5210	26	66	195
4"Ø	7225	4536	27	67	190

Figura I.1 Propiedades mecánicas del Acero 1045 usado para manufacturar ejes y chaveta

Normas involucradas:	ASTM A 36/A 36M - 04
Propiedades mecánicas:	Esfuerzo a la fluencia mínimo: 250 MPa (36300 PSI) Esfuerzo a la tensión: 400 - 550 MPa (58000 - 79800 PSI) Elongación mínima en 50 mm (2"): 23% Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Propiedades físicas:	Densidad 7.85 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)

Figura I.2 Propiedades mecánicas del Acero A-36 usado para manufacturar placas de soporte, fuerza y del motor

NORMA TECNICA	Limite de Fluencia			Resistencia a la Tracción			Elongación
	Kg/mm ²	ksi	Mpa	Kg/mm ²	ksi	Mpa	Probeta 2"
JIS G 3141 SPCC SD	-	-	-	27 mín	38 mín	270 mín	32 % mín

Figura I.3 Propiedades mecánicas del Acero JIS 3141 usado para manufacturar marcos rígidos y vigas longitudinales

ANEXO II

PROPIEDADES MECÁNICAS DE MATERIALES PARA MANUFACTURA DE PROBETAS

Acabado de superficie	Resistencia a la tracción Mpa	Fuerza de producción Mpa	Alargamiento, %	Dureza, HB
Dibujado brillante	430 - 750	340 - 600	≥ 12	120 - 220
Suave torneado	410 - 560	230 - 330	≥22	120 - 170

Figura II.1 Propiedades mecánicas del Acero 1018

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)
	MPa	PSI	MPa	PSI			
Caliente y maquinado	1227	178000	689	100000	10	30	363
Templado y revenido	1200	174000	1124	163000	16	48	352

Figura II.2 Propiedades mecánicas del Acero 4340

Estado	Resistencia a la Tensión (kg/mm2)	Límite elástico (kg/mm2)	Alargamiento (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell	Dureza HRB
Laminado en caliente	60/70	40	22	50	210 - 240	16 - 22
Calibrado	70/80	60	14	40	240 - 260	22 - 26
Bonificado	88/100	75	16	50	260 - 320	26 - 34

Figura II.3 Propiedades mecánicas del Acero 4140

ANEXO III

PLANOS PARA MANUFACTURA DE PROBETAS

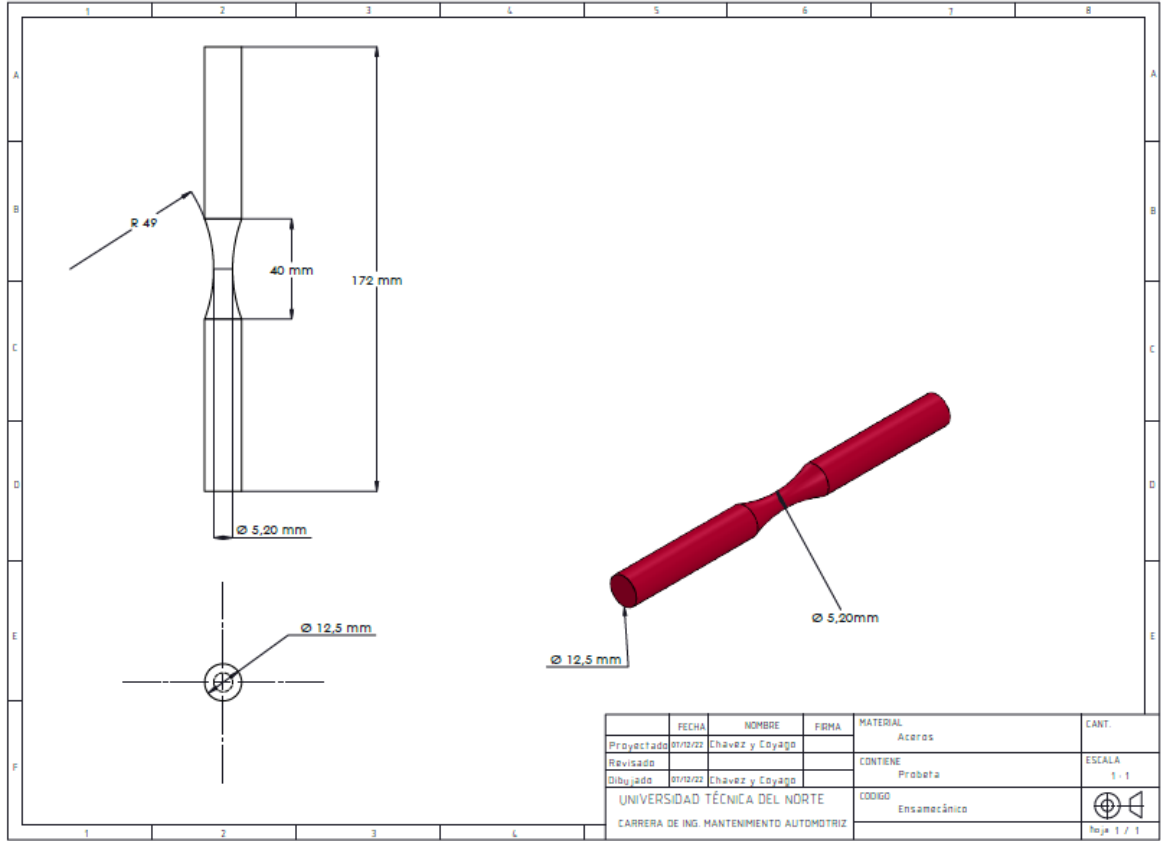


Figura III.1 Plano técnico de probeta para la máquina de ensayos por flexión rotativa

ANEXO IV

ENSAYO DE FATIGA EN PROBETAS DE DIFERENTE MATERIAL



Figura IV.1 Probeta al inicio del ensayo



Figura IV.2 Probeta al final del ensayo (Falla)

ANEXO V

PROBETAS DE DIFERENTE MATERIAL DESPUÉS DE ENSAYOS



Figura V.1 Probeta de acero AISI 1018 rota con una fuerza radial de 490N



Figura V.2 Probeta de acero AISI 1018 rota con una fuerza radial de 196N



Figura V.3 Probeta de acero AISI 4340 rota con una fuerza radial de 490N



Figura V.4 Probeta de acero AISI 4140 rota con una fuerza radial de 392N

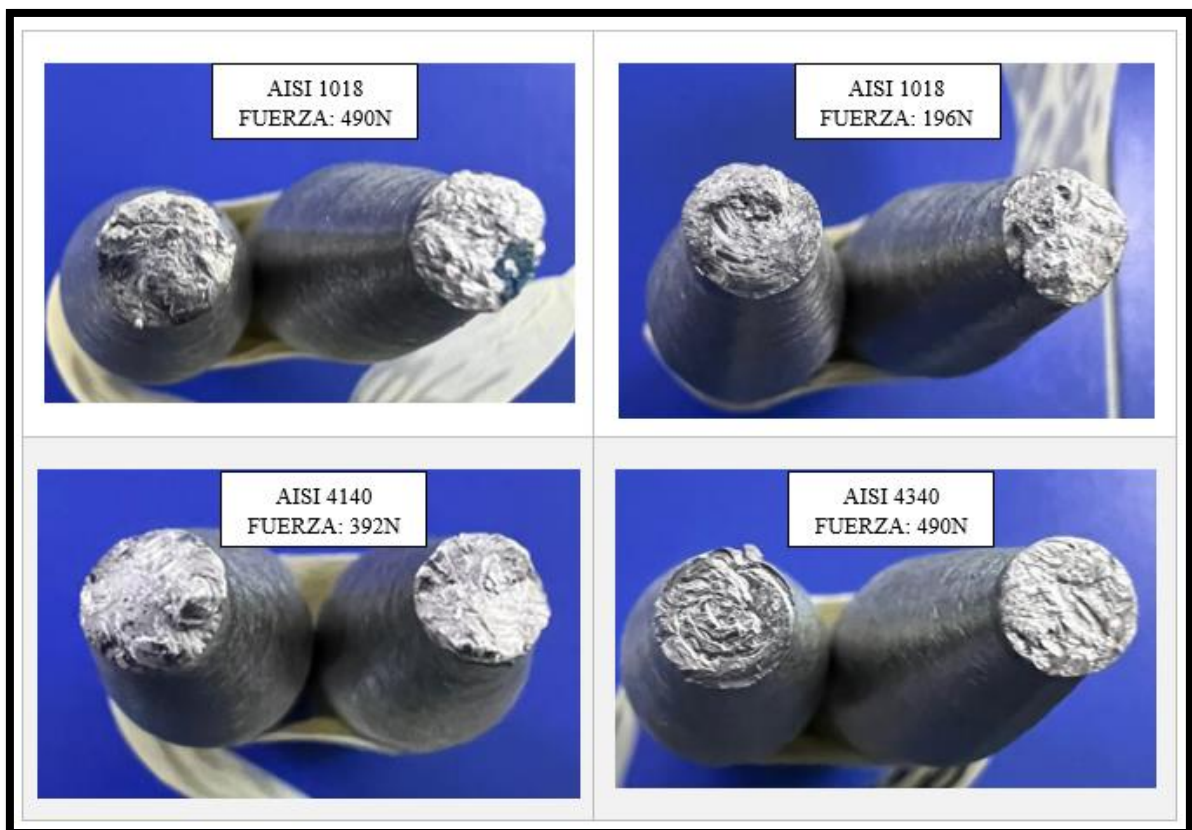


Figura V.5 Diferentes playas de rotura en probetas ensayadas

ANEXO VI

TABLAS Y GRÁFICOS USADOS EN LAS ECUACIONES DE MARÍN POR CADA MATERIAL DE PROBETA ENSAYADA

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

Figura VI.1 Valores enfocados en la manufactura de la probeta para calcular el factor de superficie K_a

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_c
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

Figura VI.2 Valores enfocados para calcular el factor de confiabilidad K_c

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		

Figura VI.3 Valores enfocados para calcular el factor de temperatura K_d

Ke	
Flexión	1
Axial	0.85
Torsión ¹⁷	0.59

Figura VI.4 Valores enfocados para calcular el factor varios (Carga) Ke

Material	Resistencia a la tensión	
	MPa	Kpsi
Acero AISI 1018	440	64
Acero AISI 4340	192	115
Acero AISI 4140	655	95

Figura VI.5 Valores de resistencia a la tensión para calcular S'e, la cual es necesaria para obtener el límite a la resistencia Se en la fórmula de Marín

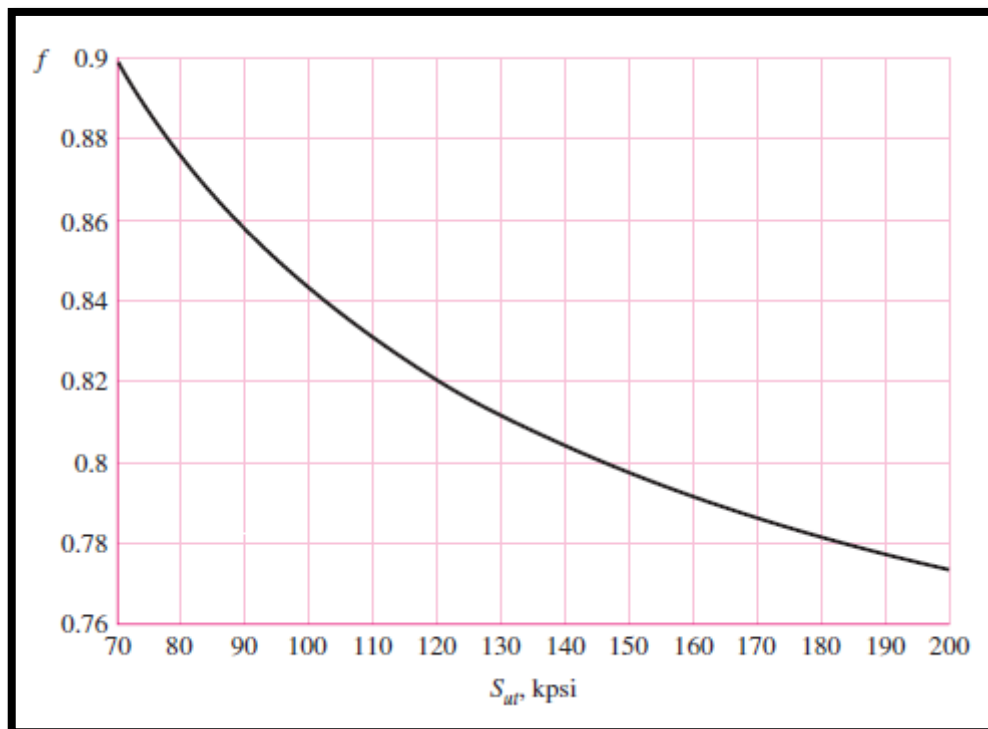


Figura VI.6 Gráfica que presenta un valor f de resistencias últimas entre 70 y 200 Kpsi, si el S_{ut} es menor a 70 Kpsi se usará un valor de 0.9

ANEXO VII
ENTREGA DE MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN
ROTATIVA FUNCIONAL



Figura VII.1 Máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa