

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA DE ENSAYOS FLEJO
ROTATIVA PARA EL ESTUDIO DE LA FATIGA MEDIANTE EL
MÉTODO ESFUERZO VIDA PARA LA SEDE VALLE JEQUETEPEQUE
DE UNT**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

MARIO FELIX OLIVERA ALDANA

ASESOR

Mgr. ALEJANDRO SEGUNDO VERA LAZARO

Chiclayo, 2019

DEDICATORIAS

El presente trabajo está dedicado a mi esposa Fanny por su comprensión, cariño y sobre todo por ese gran espíritu luchador y perseverante que muestra día a día y que me ha permitido admirarla cada vez más y eso me servido como modelo para lograr terminar mis metas propuestas.

A mis hijas Marialejandra y Fanny que son el motor y de mi vida y por lo cual debo estar mejor preparado para poderlas protegerlas de la mejor manera siempre.

A mi madre y hermanos que siempre están pendiente de mí con sus sabios consejos.

Y sobre todo a Dios, que siempre ha estado y estará conmigo a lo largo de toda mi vida.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer en general a todas las personas que han contribuido de manera especial para que este trabajo se realice, entre ellos debo mencionar especialmente a los alumnos de la Universidad Nacional de Trujillo sede Valle Jequetepeque que han estado participado en la construcción de la máquina de fatiga.

Agradecer al Ingeniero Alejandro Vera Lázaro, asesor del proyecto por todo su tiempo dedicado a la revisión del trabajo y por sus sabias observaciones y correcciones que me han permitido mejorar el trabajo.

ÍNDICE

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTO

RESUMEN

ABSTRACT

I.	INTRODUCCIÓN	12
1.1.	PROBLEMA.....	12
II.	ANTECEDENTES.....	13
III.	LIMITACIONES	15
IV.	ALCANCES	15
V.	JUSTIFICACIÓN	15
5.1.	SOCIAL.....	15
5.2.	ECONÓMICA	15
5.3.	TECNOLÓGICA	15
5.4.	MEDIO AMBIENTAL	16
VI.	OBJETIVOS	16
6.1.	OBJETIVO GENERAL	16
6.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
VII.	METODOLOGÍA	17
7.1.	Pre diseño de la máquina.....	17
7.2.	Pre diseño de los parámetros de la máquina	19
7.2.1.	Pre diseño de árboles de transmisión.....	19
7.2.2.	Cálculo de ejes de transmisión	19
7.2.2.1.	Cargas estáticas.....	19
7.2.2.2.	Cargas dinámicas	21
7.2.3.	Selección de apoyos de árboles de transmisión	22
7.2.4.	Selección de Potencia del Motor	23
7.2.5.	Acoplamiento semiflexible	24
7.2.6.	Dimensionamiento y selección del acoplamiento.....	25
7.2.7.	Estructura de la máquina flexorotativa.....	25
7.2.7.1.	Diseño de la placa de fuerza	26
VIII.	MARCO TEÓRICO	29
8.1.	Fatiga en los materiales.....	29
8.2.	Resistencia a la Fatiga y regímenes de fatiga	31
8.3.	Limite de Resistencia a la fatiga.....	32
8.4.	Resistencia a la fatiga.....	32

8.5. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	34
8.5.1. Factor de superficie k_a	35
8.5.2. Factor de tamaño k_b	35
8.5.3. Factor de carga k_c	36
8.5.4. Factor de temperatura k_d	37
8.5.5. Factor de confiabilidad k_e	37
8.5.6. Factor de efectos varios k_e	38
8.6. Concentrador de tensiones a la fatiga y sensibilidad a la muesca	38
IX. RESULTADOS	40
9.1. MÁQUINAS DE ENSAYOS DE FATIGA	40
9.1.1. Máquinas de esfuerzos axiales.	40
9.1.2. Máquinas de flexión, plana o rotativa.	41
9.1.2.1. Máquina de flexión rotativa en ménsula	41
9.1.2.2. Máquina Sondericker	42
9.1.2.3. Máquina Schenck	43
9.1.3. Máquinas de flexiones planas.....	44
9.1.3.1. Máquina Schenck-Erlinger	44
9.1.3.2. Máquina alemana DVL	45
9.2. CÁLCULOS DE LA ESTRUCTURA Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	45
9.2.1. Capacidad de carga	45
9.2.2. Diseño del eje bajo carga estática.....	47
9.2.3. Diseño del eje bajo carga Dinámica	49
9.2.4. Selección de las chumaceras de soporte	51
9.2.5. Selección de la potencia del motor	52
9.2.6. Selección del acoplamiento semiflexible.....	53
9.2.7. Diseño de la placa fuerza	54
9.2.8. Diseño de la barra de carga	56
9.2.9. Diseño de la placa soporte principal (platina)	57
9.2.10. Diseño de la plancha soporte para el motor	59
9.2.11. Diseño de la viga transversal para el soporte del motor	60
9.2.12. Diseño de la viga longitudinal para el soporte del motor	62
9.2.13. Diseño de las columnas que soportan el motor	63
9.2.14. Diseño de la plancha soporte de la zona de trabajo.....	64
9.2.15. Diseño de la vigas transversal de la zona de trabajo	66
9.2.16. Diseño de la viga longitudinal de la zona de trabajo.....	67
9.2.17. Diseño de las columnas soporte zona de trabajo	68

9.2.18. Diseño de la viga longitudinal que soporta la placa de soporte principal.....	70
9.3.SIMULACIONES	71
9.3.1. Eje principal	72
9.3.1.1. Forma de aplicación de la carga.....	72
9.3.1.2. Información de malla	72
9.3.1.3. Resultados del estudio	73
9.3.1.4. Conclusión.....	75
9.3.2. Placa fuerza	75
9.3.2.1. Forma de aplicación de la carga.....	75
9.3.2.2. Información de malla	76
9.3.2.3. Resultados del estudio	77
9.3.2.4. Conclusión.....	79
9.3.3. Barra de carga (Eje roscado superior)	79
9.3.3.1. Forma de aplicación de la carga	79
9.3.3.2. Información de malla.....	79
9.3.3.3. Resultados del estudio	80
9.3.3.4. Conclusión	82
9.3.4. Diseño de la placa soporte principal (platina).....	82
9.3.4.1. Forma de aplicación de la carga	82
9.3.4.2. Información de malla.....	83
9.3.4.3. Resultados del estudio	84
9.3.4.4. Conclusión	86
9.3.5. Base de la maquina flexorotativa	86
9.3.5.1. Forma de aplicación de la carga	86
9.3.5.2. Información de malla.....	86
9.3.5.3. Resultados del Estudio.....	87
9.3.5.4. Conclusión	89
9.3.6. Máquina flexo rotativa	89
9.3.6.1. Forma de aplicación de la carga.....	89
9.3.6.2. Información de malla	90
9.3.6.3. Resultados del estudio	91
9.3.6.4. Conclusión.....	93
9.4.DISCUSIÓN DE RESULTADOS	93
XI. CONCLUSIONES	95
11.1 RECOMENDACIONES.....	96
XII. BIBLIOGRAFÍA.....	97

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema del diagrama de flujo de la maquina flexorotativa.	18
Figura 2: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina tipo Moore	18
Figura 3: Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza	26
Figura 4: Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro.....	27
Figura 5: La falla comenzó en la raíz de la rosca en A, se propagó casi de lado a lado en la sección transversal, lo cual se muestra por las marcas de playa en B, antes de la fractura rápida final en C.	30
Figura 6: Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos.....	32
Figura 7: Fracción de resistencia a la fatiga f	33
Figura 8: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado.	39
Figura 9: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	39
Figura 10: (Parte superior) Esquema de máquina de ciclos de tensiones por flexión plana. (Parte inferior) Sistema servocontrolado.	41
Figura 11: Máquina de Wöhler para ensayos de fatiga en ménsula	42
Figura 12: Diagramas característicos en la probeta para un ensayo con máquina de.....	42
Figura 13: Máquina Sondericker	43
Figura 14: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina de Schenck	43
Figura 15: DCL de máquina de Schenck	44
Figura 16: Máquina Schenck-Erlinger.....	45
Figura 17: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina de Schenck.	45
Figura 18: Esquema de la probeta.	46
Figura 19: Esquema de la placa fuerza.	47
Figura 20: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	48
Figura 21: Tabla de rodamientos SKF.....	52
Figura 22: Esquema de la placa fuerza.	54
Figura 23: DCL de la placa fuerza	55
Figura 24: DLC de la barra de carga.	56
Figura 25: Esquema de la placa soporte principal.	57
Figura 26: DLC de la placa soporte principal.	58
Figura 27: Esquema de la plancha soporte del motor.	59
Figura 28: DLC de la plancha soporte del motor.....	59
Figura 29: DLC de la viga transversal para el soporte del motor.....	61
Figura 30: DLC de la viga longitudinal para el soporte del motor.....	62
Figura 31: DLC de la columna que soportan el motor.	63
Figura 32: DLC de la plancha soporte de la zona de trabajo.	64
Figura 33: DLC de la viga transversal de la zona de trabajo.	66
Figura 34: DLC de la viga longitudinal de la zona de trabajo.	67
Figura 35: DLC de la columna que soportan la zona de trabajo.	69
Figura 36: DLC de la viga longitudinal que soporta la placa de soporte principal.	70
Figura 37: Forma de aplicación de carga en eje principal.....	72
Figura 38: Esfuerzos de Von Misses en eje principal	73
Figura 39: Desplazamientos del eje principal	74
Figura 40: Deformaciones unitarias del eje principal	74

Figura 41: Factor de seguridad de eje principal según Von Misses	75
Figura 42: Forma de aplicación de la carga a la placa fuerza	75
Figura 43: Forma de aplicación de la carga a la placa fuerza	77
Figura 44: Forma de aplicación de la carga a la placa fuerza	77
Figura 45: Deformaciones unitarias de la placa fuerza.	78
Figura 46: Factor de seguridad de la placa fuerza.	78
Figura 47: Forma de aplicación de la carga a la barra de carga	79
Figura 48: Deformaciones unitarias de la barra de carga.....	80
Figura 49: Desplazamiento de la barra de carga.....	81
Figura 50: Deformaciones unitarias de la barra de carga.....	81
Figura 51: Factor de seguridad de la barra de carga	82
Figura 52: Forma de aplicación a la carga a la placa soporte principal.....	82
Figura 53: Esfuerzos de Von Misses la placa soporte principal.....	84
Figura 54: Desplazamiento de la placa soporte principal	84
Figura 55: Deformación unitaria la placa soporte principal.....	85
Figura 56: Factor de seguridad de la placa soporte principal.....	85
Figura 57: Forma de aplicación de la carga de la base de la maquina flexorotativa	86
Figura 58: Esfuerzo de Von Misses la base de la maquina flexorotativa.....	87
Figura 59: Desplazamientos a la base de la maquina flexorotativa.....	88
Figura 60: Deformaciones unitarias de la base de la maquina flexorotativa	88
Figura 61: Factor de seguridad de la base de la maquina flexorotativa.....	89
Figura 62: Forma de aplicación de la carga de la maquina flexorotativa en conjunto	89
Figura 63: Esfuerzos de Von Misses de la maquina flexorotativa en conjunto.....	91
Figura 64: Desplazamientos de la maquina flexorotativa en conjunto.....	91
Figura 65: Deformación unitaria de la maquina flexorotativa en conjunto.....	92
Figura 66: Factor de seguridad de la maquina flexorotativa en conjunto.....	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: PARÁMETROS PARA EL FACTOR DE SUPERFICIE DE MARIN.....	35
Tabla 2: ÁREAS $A_{0.95\Sigma}$ Y DIÁMETROS EQUIVALENTES DE PERFILES	36
Tabla 3: EFECTO DE LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN EN LA RESISTENCIA A	37
Tabla 4: FACTORES DE CONFIABILIDAD K_e	38
Tabla 5: DATOS DE CARACTERISTICAS DE LA MALLA DE EJE PRINCIPAL	72
Tabla 6: DATOS TECNICOS DE MALLA DE EJE PRINCIPAL	73
Tabla 7: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE PLACA FUERZA	76
Tabla 8: DATOS TECNICOS DE MALLA DE PLACA FUERZA.....	76
Tabla 9: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE BARRA DE CARGA	79
Tabla 10: DATOS TECNICOS DE MALLA DE BARRA DE CARGA	80
Tabla 11: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE PLACA SOPORTE PRINCIPAL ..	83
Tabla 12: DATOS TECNICOS DE MALLA DE PLACA SOPORTE PRINCIPAL	83
Tabla 13: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE LA BASE DE MAQUINA	86
Tabla 14: DATOS TECNICOS DE MALLA DE LA BASE DE MAQUINA	87
Tabla 15: DATOS DE CARACTERISTICAS DE LA MALLA DE MAQUINA FLEXO	90
Tabla 16: DATOS TECNICOS DE MALLA DE MAQUINA FLEXO ROTATIVA	90

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1: Norma E-466-96	99
Anexo 2: Aplicación de la carga en la maquina.....	100
Anexo 3: Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de maquinas	101
Anexo 4: Coeficientes de fricción constante μ para rodamientos sin obturaciones.....	102
Anexo 5: Unidades de rodamientos Y SKF con carcasa de fundición de diámetro 12 a 100 mm.....	103
Anexo 6: Rodamientos Y con prisioneros, ejes metricos de diámetro de 12 a 100 mm.....	104
Anexo 7: Motores Thunder monofasicos 100% devanados de cobre	105
Anexo 8: Tabla de propiedades geometricas de perfiles angulares de lados iguales L	106
Anexo 9: Tabla de dimensiones y propiedades geometricas de perfiles angulares L de lados iguales	107
Anexo 10: Factores de servicios para maquinas conductoras	108
Anexo 11: Factores de servicios para maquinas conducidas	109
Anexo 12: Tabla de acoplamiento semiflexibles Lovejoy	110
Anexo 13: Tabla de acoplamiento semiflexibles Lovejoy	111
Anexo 14: Planos	112

RESUMEN

Los elementos de máquinas en servicio en general no fallan por resistencia estática, salvo en casos excepcionales. La falla es siempre a consecuencia de la fatiga de los mismos, fenómeno de trascendencia para los ingenieros, ya que como se sabe, las roturas en servicio de los elementos de un mecanismo o estructura en términos económicos representan un alto costo, es por ello que el estudio de este fenómeno es de mucho interés. Para el estudio del fenómeno de la fatiga las instituciones educativas requieren que sus laboratorios cuenten con equipos que permitan realizar este tipo de ensayos.

El trabajo desarrollado muestra el diseño de una maquina flexorativa entre apoyos para realizar el ensayo de resistencia a la fatiga de metales, con el finalidad que los estudiantes de la universidad Nacional de Trujillo sede Valle de Jequetepeque : primero reconozcan estos tipos equipos para ensayos , segundo en lugar en un futuro puedan experimentar este tipo de fenómeno en la práctica y por ultimo tengan una clara idea de cuán importante es el analizar y considerar el fenómeno el fenómeno de la fatiga en sus diseños.

La presente investigación nos ha permitido encontrar los parámetros necesarios para el diseño en la construcción de la máquina , asimismo seleccionar componentes electromecánicos requeridos para su funcionamiento y por ultimo poder simular la estructura a través del software SOLIDWORKS que nos permite encontrar los factores de seguridad para poder compararlos con calculados. La carga a aplicar en la maquina se ha calculado de 40 kg teniendo en cuenta la norma ASTM para probetas de 7,5 de diámetro, la potencia requerida es de 0,5 HP seleccionando un motor Thunder de 1800 rpm monofásico., el diámetro del eje es de 25 mm con un factor de seguridad de 7 y 11 bajo carga estática, para la estructura en el diseño y construcción de este tipo de máquinas se utilizado el acero AISI 1030 HR. Otro elemento importante ha sido la selección del acoplamiento L090 con una capacidad de carga de 5,11 kW y las chumaceras tipo pedestal de la marca SKF serie SY 25 FM para ejes de 25 mm.

Con los resultados y cálculos obtenidos e investigando trabajos similares se construyó el equipo que permitirá en el futuro realizar ensayos de fatiga.

Palabra clave: Fatiga, maquina flexorotativa, límite de resistencia a la fatiga

ABSTRACT

The elements of machines in service in general do not fail by static resistance, except in exceptional cases. Failure is always a consequence of the fatigue of the same, a phenomenon of importance for engineers, since as is known, breaks in service of the elements of a mechanism or structure in economic terms represent a high cost, that is why The study of this phenomenon is of great interest. To study the phenomenon of fatigue, educational institutions require that their laboratories have equipment that allows performing this type of tests.

The work developed shows the design of a flexographic machine between supports to perform the test of fatigue resistance of metals, with the purpose that the students of the National University of Trujillo Valle de Jequetepeque: first recognize these types of equipment for trials, second Instead, in the future, you can experience this type of phenomenon in practice and finally have a clear idea of how important it is to analyze and consider the phenomenon of fatigue in your designs.

The present investigation has allowed us to find the necessary parameters for the design in the construction of the machine, also to select electromechanical components required for its operation and finally to simulate the structure through SOLIDWORKS software that allows us to find the safety factors to be able to compare them with calculated. The load to be applied in the machine has been calculated of 40 kg taking into account the ASTM standard for test pieces of 7,5 in diameter, the required power is 0,5 HP selecting a thunder engine of 1800 rpm single phase., The shaft diameter is 25 mm with a safety factor of 7 and 11 under static load, for the structure in the design and construction of this type of machines the AISI 1030 HR steel was used. Another important element has been the selection of the L090 coupling with a load capacity of 5,11 kW and the pedestal bearings of the brand SKF SY 25 FM for 25mm axles.

With the results and calculations obtained and researching similar works, the team was built that will allow fatigue tests to be carried out in the future.

Keyword: Fatigue, flexorotative machine, limit of resistance to fatigue

I. INTRODUCCIÓN

1.1. PROBLEMA

El modelo productivo actual, debido a la crisis económica que se está presentando en la mayoría de los países ha provocado que la formación de los profesionales deba ser capaz de dar respuesta a las necesidades que se presentan en las industrias. Lo anterior descrito está conllevando a que todos los graduados que están saliendo para insertarse en el mercado laboral, necesariamente deben tener todas las competencias que su carrera le exige. Según Tobón,[1] “Las competencias deben proporcionar los conocimientos teóricos (saber conocer), prácticos (saber hacer) y actitudinales (saber ser) que le van a permitir desarrollarse en forma eficiente en el trabajo”.

La UNT como formadora de profesionales en diferentes áreas, sobre todo en la carrera de Ingeniería requiere que las competencias en sus alumnos se desarrollen en forma integral. Pero la realidad es diferente; en la Universidad Nacional de Trujillo, y, por lo tanto, en la Sede Valle Jequetepeque, no se cuenta con algunos equipos necesarios para llevar a cabo la parte práctica de la formación académica de los estudiantes, es por ello que es necesario realizar algunos proyectos de investigación, los cuales nos van permitir agenciarnos de equipos y maquinas necesarios para completar las competencias de los alumnos. Este proyecto de investigación enmarcado dentro de esta perspectiva, permitirá que los estudiantes de la carrera de ingeniería Mecánica de la Sede Valle Jequetepeque entiendan los conceptos de fatiga que se dan en los materiales, y conozcan que equipos y maquinas se utilizan para la experimentación de ella.

La ingeniería Mecánica tiene entre uno de sus cursos de aplicación, la Resistencia de los Materiales, la cual estudia la resistencia (esfuerzos) y la rigidez (deformación) de estos. Anteriormente la resistencia se estudiaba bajo la consideración que todas las cargas son estáticas y no varían en el tiempo, pero la realidad es diferente ya que todos los sistemas de transmisión de potencia están diseñados bajo cargas dinámicas que son fluctuantes y varían en el tiempo en modulo, dirección y punto de aplicación. Para Budynas, [2] “Los elementos de máquinas y estructuras actúan bajo cambios de tensiones repetidos que generan la fractura del material a valores mucho menores que el valor de tensión máxima

o de rotura, e incluso menores que la tensión de fluencia, la falla es debido al crecimiento de las grietas, cuando ocurre este tipo de fallas se dice que el material ha fallado por fatiga”.

La fatiga de los materiales es sin duda alguna uno de los temas de mayor estudio por los ingenieros ya que es la causa de alrededor del 90% de las fallas de los elementos mecánico , por lo que se hace necesario que los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica cuenten con una máquina para realizar prácticas sobre este fenómeno.

El presente trabajo de investigación planteado tiene como finalidad dotar al laboratorio y/o taller de Ingeniería en Mecánica de la Universidad Nacional de Trujillo Sede Valle Jequetepeque con una máquina para realizar ensayos de fatiga de materiales metálicos. Es por ello que se propone el Diseño y Construcción de máquina de ensayo flexo rotativo para el estudio de la fatiga la cual debe ser de fácil manipulación, con elementos que se encuentran en el mercado local y con un tamaño adecuado teniendo en cuenta el espacio físico con que contamos en los laboratorios y talleres de la carrera.

II. ANTECEDENTES

La fatiga ha sido estudiada por muchos investigadores, entre los cuales se tienen algunas investigaciones que se describen a continuación:

✓ Según Rosso Talaigua – Collogo Bello (2017), [3] en su trabajo de investigación “Diseño y construcción de una máquina de ensayo de fatiga bajo la norma ASTM E466 para el laboratorio de Materiales y procesos de la Universidad de Córdoba “. Se obtuvo que los parámetros de operación de la máquina se formularon bajo los lineamientos de la norma ASTM E466 y los de condiciones de esfuerzo mediante las dimensiones y material de las probetas. Se construyó una máquina de ensayos que permite realizar ensayos de fatiga usando muestras en voladizo bajo la norma ASTM E466, a una velocidad de rotación de 3600 RPM y una capacidad de carga de 650 N. Se implementó una unidad de control y sensores que permitieran facilitar la toma y observación de datos, así como la operación de la máquina por parte de los usuarios. Se compararon las curvas que conforman los diagramas de esfuerzo contra ciclos con una curva teórica y se observó una dispersión en los datos que corresponden al régimen de bajos ciclajes. El límite de resistencia a la fatiga obtenido por la práctica en la máquina fue de 484,07 MPa, que se acerca al modelo teórico con un error del 5,99 %.

✓ De la misma manera Di Brico y Mollerach (2015), [4] en la investigación “Maquina de ensayo de fatiga tipo Schenck” para la Universidad privada Instituto tecnológico de Buenos Aires (ITBA) Argentina, entre sus consideraciones de diseño y construcción se tiene que la sujeción de la probeta al eje se utilizan pinzas cónicas similares a los porta pinzas utilizados en los husillos de fresadoras o tornos automáticos. El motor seleccionado es monofásico 220V de ¾ HP, de 2 polos con una velocidad de giro nominal de 3000 rpm, la sujeción de los semiejes a la estructura, el semieje encargado de transmitir el giro a la probeta, así como el semieje que sirve para sostener a la probeta desde el otro extremo, reposan sobre dos unidades de rodamientos de bolas autoalimentos en torno a los 5° para que le permitan absorber desalineaciones angulares, de diámetro 30 mm. Para acoplar el motor al semieje contiguo, se decide utilizar un acoplamiento elástico de ejes GUMMI tipo “A” o TUPAC tipo “T” para una velocidad máxima de giro de 6000 rpm y deflexión angular máxima de 2 grados. La carga es aplicada directamente mediante pesas, el módulo de la misma se obtiene a partir de la suma de los pesos que se coloquen en la barra rígida.

✓ También Mendoza Vilchis (2017), [5] en su investigación “Diseño, fabricación y validación de una máquina para realizar ensayos de fatiga a altas temperaturas”, trabajo realizado en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, de la unidad profesional de Zacatenco México para obtener el grado de maestro en Ingeniería Mecánica, se concluyó que el equipo cuenta con seis sistemas. El sistema de calefacción alcanza una temperatura máxima de 800 °C en su cámara térmica, con una variación + - 5° C. El sistema de carga aplica un momento flexionante de 5 a 25 N-m mediante un contrapeso en una regleta de aluminio. El sistema de lubricación inyecta grasa a las chumaceras en forma continua y programada con 3 dosificadores con líneas fabricadas de teflón y AISI 304. El sistema de enfriamiento lo integran 7 ventiladores axiales para la inyección y extracción de aire a temperatura ambiente para enfriar el sistema motriz por convección forzada. El sistema motriz comprende un motor con velocidad variable siendo su velocidad máxima de 10000 rpm, un contador de ciclos, tres chumaceras de alta temperatura y un eje de acero inoxidable AISI 304 y el sistema de apagado automático cuenta con switch. La validación de la máquina de fatiga se realizó utilizando un acero de bajo contenido de carbono, donde el ensayo de la curva esfuerzo número de ciclos fue a una temperatura de 400° C y 4500 rpm.

III. LIMITACIONES

Para la investigación se ha considerado como limitaciones la falta de recursos económicos necesarios para la construcción de la máquina, ya que algunas partes de ella han participado los alumnos en la fabricación para reducir costos y utilizando materiales de menor calidad.

IV. ALCANCES

El presente estudio permitirá explorar las capacidades adquiridas de los estudiantes de la sede Valle Jequetepeque en el diseño y construcción de una máquina de fatiga flexorotativa. La investigación abarca únicamente al diseño estructural, selección de los componentes principales de la máquina de fatiga y la simulación de esta bajo carga estática.

V. JUSTIFICACIÓN

5.1. SOCIAL

Este estudio realizado en Universidad Nacional de Trujillo sede Valle Jequetepeque con el apoyo de los alumnos del curso de Resistencia de los Materiales, ha servido para mostrarles a sus demás compañeros que sus laboratorios se pueden ir equipando con proyectos que ellos mismo lo pueden realizar siempre que trabajen en equipo y asesorados por un docente, así mismo permitirá una mejora de la calidad en su enseñanza.

5.2. ECONOMICA

El presupuesto asignado para el equipamiento de los laboratorios para enseñanza en las universidades nacionales en muchos casos es mínimo y en otros tiene muchos entrampamientos para la ejecución de proyectos. Siendo una necesidad en todos los centros de estudios de laboratorios, este estudio es importante en el aspecto económico ya que permite que la Universidad Nacional de Trujillo sede Valle Jequetepeque pueda ir implementándose con algunos equipos de laboratorio con una mínima inversión, pero representa una máxima ganancia en el aprendizaje de las competencias de sus estudiantes a futuro.

5.3. TECNOLÓGICA

El proyecto de investigación se justifica tecnológicamente porque permite que los estudiantes de los cursos de diseño puedan diferenciar las cargas estáticas de las cargas variables a nivel de laboratorio, identificando que equipos realizan se utilizan en los ensayos para cada caso. También porque los mismos estudiantes han sido parte en el

desarrollo y ejecución del proyecto con lo cual han aprendido a conocer e identificar los diferentes componentes que conforman la máquina.

5.4. MEDIO AMBIENTAL

Todos los proyectos de investigación que se realizan deben ser diseñados en función de no ir en perjuicio del medio ambiente. Este proyecto no es ajeno a esta consideración ya que a nivel de consumo de energía eléctrica es mínimo y a nivel de ruido está dentro de los decibeles que soporta la naturaleza humana.

VI. OBJETIVOS

6.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una máquina de ensayo flexo rotativa para estudiar la fatiga mediante el método esfuerzo vida en la sede del Valle Jequetepeque de la UNT.

6.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar los diferentes tipos de máquinas de ensayos que sirven para estudiar la fatiga de los diferentes materiales.
- Seleccionar los componentes de transmisión de potencia: Mecánicos, Eléctricos y Electrónicos de la máquina de ensayos flexo rotativa.
- Simular estáticamente el funcionamiento lineal y funcional de la máquina flexo rotativo utilizando el SOFTWARE SOLIDWORK.
- Construir la máquina flexo rotativo entre apoyos.

VII. METODOLOGÍA

Para la presente investigación, la metodología de desarrollo a seguir tendrá en cuenta que debe responder a los objetivos específicos planteados. Teniendo en cuenta estas consideraciones se hace la propuesta de la máquina de fatiga flexorotativa.

7.1. Pre diseño de la máquina

En el pre diseño y construcción de la maquina flexorotativa primero se identificaron las de ensayo de fatiga que existen con sus propiedades como son: las máquinas de esfuerzos axiales, maquinas por flexión rotativa y máquinas de flexiones planas encontradas en otros proyectos y algunas encontradas en el mercado, con el fin de tener una idea de los componentes básicos que conforman la máquina y el tipo de trabajo que se realiza para el ensayo. Dentro de las maquinas flexo rotativas existen dos modelos de acuerdo a la forma de trabajo de la probeta; las maquinas flexo rotativas en voladizo y las maquinas flexo rotativas entre apoyos (máquina Schenck, máquina Moore), para el proyecto tecnológico del diseño y construcción se consideró la máquina tipo de Moore la cual trabaja con un peso definida por un tornillo. Sus componentes se han clasificaron en tres grupos de acuerdo a la figura 1, el primero corresponde al sistema que hace rotar la probeta y está conformado principalmente por un motor, dos eje, cuatro rodamientos y dos mordaza para sujetar la probeta en ambos extremos; el segundo consiste en el sistema que ejerce la carga en el centro de la probeta, el cual consta de un dinamómetro, un tornillo y una placa soporte que al actuar ejerce una carga que se transmite al par de rodamientos internos; y el último sistema es el encargado de medir y controlar las variables de carga y ciclos requeridos para la práctica , sistema que queda como de la propuesta preliminar pero que no es parte de este proyecto.

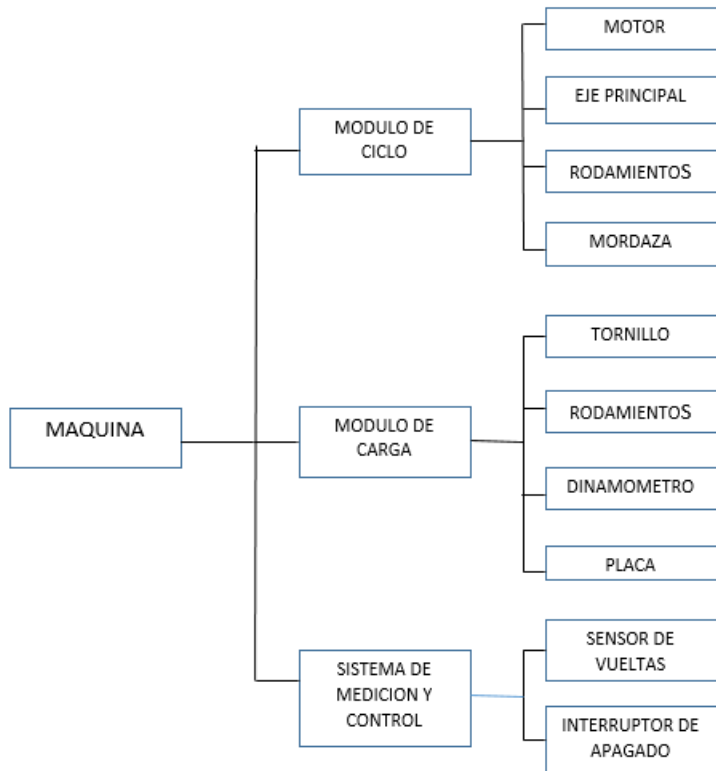


Figura 1: Esquema del diagrama de flujo de la máquina flexorotativa.
Fuente propia

La máquina se montara sobre una estructura fija (mesa) la cual le dará rigidez estática para los ensayos. Utilizando el programa SolidWorks, se realizara un modelo CAD similar a la figura 2 donde se observa el ensamble de las partes o componentes que conforman la máquina.

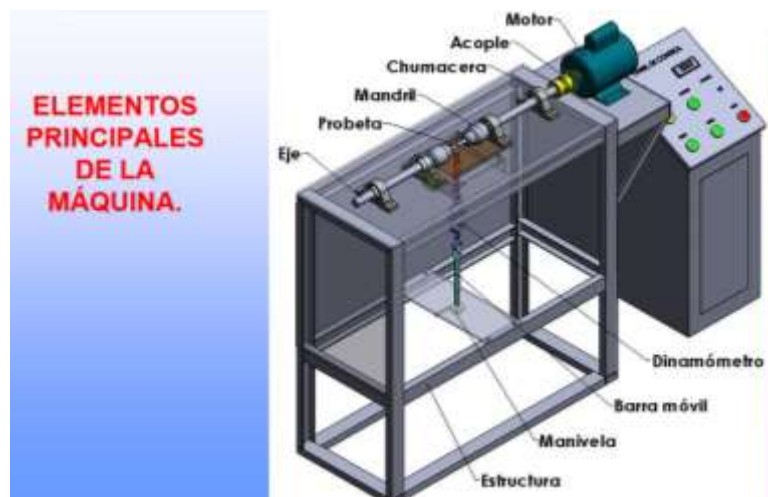


Figura 2: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina tipo Moore
Fuente . R. M. Siza Simbaña y D. M. Chango Moreta, [6]

7.2. Pre diseño de los parámetros de la máquina

Para el pre diseño de los parámetros de la máquina de fatiga flexo rotativo entre apoyos, seleccionado en nuestra propuesta, se aplicó la metodología la siguiente en el cálculo de sus componentes principales:

7.2.1. Pre diseño de árboles de transmisión

Para el pre diseño de árboles de transmisión y la estructura en general se debe seguir los siguientes pasos:

1. Realizar el DCL de cada elemento a analizar.
2. Identificar y determinar las fuerzas aplicadas a los elementos.
3. Calcular las reacciones en los puntos de apoyo.
4. Realizar los diagramas de corte y momento flector.
5. Analizar los momentos máximos para determinar la reacción crítica.
6. Elegir el material a utilizar (propiedades).

7.2.2. Cálculo de ejes de transmisión

El movimiento rotario y la transmisión de potencia se realiza a través de elementos de sección circular que reciben el nombre de ejes o árboles, “un eje (árbol) es un dispositivo mecánico rotatorio sobre el cual van montados engranajes, poleas, chumaceras, acoples o cualquier tipo de elemento que permita transmitir movimiento o potencia desde un motor” Mott,[7]. Estos elementos están sometidos en forma general a esfuerzos debido a las cargas de tracción, compresión, torsión, flexión o una determinada combinación en ellos.

Para nuestro proyecto, los ejes motriz y conducido se encuentran sometidos a esfuerzos normales. Se considera que sobre ellos existe flexión pura ya que los esfuerzos de torsión generados se consideran despreciables.

Se ha considerado que el diseño de los ejes se hará tanto para el estado de carga estático y dinámico:

7.2.2.1. Cargas estáticas

Sobre un árbol de transmisión de potencia, se generan sobre las superficies los esfuerzos normales de flexión y cortantes de torsión dados por:

$$\text{Flexión} \quad \sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación. (1)}$$

Torsión $\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$ Ecuación. (2)

Dónde:

σ_x = Esfuerzo de Flexión [MPa]

τ_{xy} = Esfuerzo de Torsión [MPa]

M = Momento flector de la sección crítica [kg.m]

T = Momento Torsor en la sección crítica [kg.m]

d = Diámetro del eje [m]

De la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$
 Ecuación. (3)

Se sabe que $S_{sy} = \frac{S_y}{2}$ Ecuación. (4)

Para el factor de seguridad (FS) se tiene: $FS = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$ Ecuación. (5)

Dónde:

S_y = Resistencia a la fluencia [MPa]

τ_{max} = Esfuerzo cortante máximo [MPa]

S_{sy} = Resistencia a la fluencia en corte [MPa]

De la ecuación (4) despejamos encontramos

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2FS}$$
 Ecuación (6)

Para determinar el diámetro de un eje de transmisión, se reemplaza la ecuación (1), (2) y (6) en la ecuación (3) se obtiene:

$$d = \left[\left(\frac{32FS}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$
 Ecuación (7)

Para el caso de la máquina de fatiga, en vista de que los ejes motriz y conducido giran libremente sobre los rodamientos, el momento Torsor (T) se vuelve despreciable por lo que la ecuación anterior queda de la siguiente manera:

$$d = \left(\frac{32FS*M}{\pi S_y} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación. (8)}$$

7.2.2.2. Cargas dinámicas

Se considera este análisis debido a que los ejes de la máquina van a estar sometidos a esfuerzos variables en el tiempo y a ciclos repetitivos, “un elemento de maquina sometida a flexión rotativa cambia de tensión a compresión en el tiempo bajo ciclos de trabajo repetitivos, a estos tipos de esfuerzos se le conoce como esfuerzos fluctuantes o variable , el estado de cargas da lugar a la aparición de un esfuerzo a flexión alternante completamente invertido y a un esfuerzo torsional constante en el tiempo de magnitud despreciable” [7].

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = 0 \quad \text{Ecuación (9)}$$

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Ecuación (11)}$$

Dónde:

σ_a = Esfuerzo a Flexión alternante [MPa]

σ_m = Esfuerzo a Flexión medio [MPa]

τ_m = Esfuerzo de Torsión medio [MPa]

M_a = Momento Flexionante alternante [N.m]

M_{max} = Momento Flexionante máximo [N.m]

M_{min} = Momento Flexionante min [N.m]

T_m = Momento Torsor medio [N.m]

Según [2] para evaluar la fatiga se tiene la teoría de Goodam Modificada:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad \text{Ecuación. (12)}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f 0.5 S_{ut} \quad \text{Ecuación. (13)}$$

Dónde:

S_{ut} = Resistencia máxima en tensión [MPa]

S_e = Limite de resistencia a la fatiga [MPa]

$k_a k_b k_c k_d k_e k_f$ = Factores de Marin

Para la ecuación del factor de seguridad (FS) se tiene

$$\sigma_a = \frac{S_e}{FS} \quad \text{Ecuación. (14)}$$

y al reemplazar en la ecuación (9) en la ecuación (12) se obtiene la ecuación para el diámetro del eje bajo carga de fatiga:

$$d = \left(\frac{32FS * M_a}{\pi S_e} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación. (15)}$$

7.2.3. Selección de apoyos de árboles de transmisión

Para la selección de los cojinetes de rodadura se utiliza el catálogo de rodamientos SKF . Según SKF, [10] “La capacidad de carga dinámica C se usa en los cálculos para los rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran bajo carga. Expresa la carga que dará una vida nominal, según la normativa ISO 281:1990, de 1 000 000 revoluciones. Se asume que la magnitud y el sentido de la carga son constantes, y que es radial para los rodamientos radiales y axiales y centrados para los rodamientos axiales”. En la selección de un rodamiento se considera la capacidad de carga dinámica, vida del rodamiento, límites de velocidad, lubricación, etc.

Por la forma de trabajo las cargas que actúan sobre los rodamientos se consideran radiales puras. En general se selecciona el rodamiento después de haber diseñado el diámetro del eje.

- 1.- Evaluar la carga radial de diseño que va a actuar sobre el rodamiento.
- 2.- El tamaño del rodamiento es limitado por el diámetro aceptable del eje calculado en el pre diseño.

3.- La duración del rodamiento, se evalúa utilizando la tabla en el anexo A3 en la cual se especifica el tipo de máquina a diseñar.

La duración nominal en horas de servicio es:

$$L_{10h} = \frac{\text{Limite inferior}-\text{Limite superior}}{2} \quad \text{Ecuación. (16)}$$

4.- Para determinar la capacidad de carga dinámica requerida, C , se aplica la ecuación de SKF:

$$C = P \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{1/p} \quad \text{Ecuación. (17)}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P = Carga radial de diseño (Carga dinámica equivalente), [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

p = 3 para los rodamientos de bolas

5.- El rodamiento que tenga las dimensiones más adecuadas es evaluado, considerando la capacidad de carga básica requerida y el tamaño del diámetro interior limitado por el eje.

Debe cumplir que $Cr > C$, donde Cr = Capacidad de carga dinámica obtenido de datos de tablas del ANEXO A4.

7.2.4. Selección de Potencia del Motor

Para determinar la potencia mínima requerida en el motor, es necesario calcular el par de torsión en cada uno de los rodamientos, puesto que esta será la única fuerza que se oponga al movimiento del eje motriz.

La ecuación para evaluar la potencia del motor es:

$$H = \frac{T * n}{63000 * r} \quad \text{Ecuación (18)}$$

Dónde:

H = potencia del motor, [HP]

T = momento de torsión, [kg.m]

n = velocidad de rotación, [rpm]

r = rendimiento según la condición de la máquina

Por tanto, primero es necesario determinar el momento de torsión mínimo que se requiere para vencer la fuerza de rozamiento en los rodamientos.

Se lo realiza mediante la ecuación:

$$T = \mu * F * d/2 \quad \text{Ecuación (19)}$$

Dónde:

μ = coeficiente de rozamiento del rodamiento

F= carga aplicada sobre el rodamiento, [N]

D= diámetro del agujero interior del rodamiento, [m]

7.2.5. Acoplamiento semiflexible

El propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al eje impulsado y compensar el desalineamiento angular, paralelo o una combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo. Según Mott, [7] “el término acoplamiento se refiere a un dispositivo para conectar entre si dos ejes en sus extremos con el objeto de transmitir potencia. Los acoplamientos pueden ser rígidos y flexibles. Los acoplamientos rígidos solo transmiten par torsional, mientras que los flexibles además del par torsional te aseguran un deslizamiento axial, radial y angular en caso que en el montaje pueda existir una desalineación”.

Debido a la forma que trabaja la máquina se crean distorsiones provocadas por la vibración y desgaste de los cojinetes. Para estas condiciones de servicio de la máquina es necesario seleccionar el tipo de acoples flexibles que admitan cierta desalineación, ya sea de tipo axial, paralela o angular.

Por esta razón el tipo de acoplamiento flexible más adecuado es el que posee un elemento elastomérico tipo quijada (se le conoce también como de estrella). Este tipo de acople es el más sencillo y puede transmitir potencias de hasta 100 [HP] y a su vez absorber la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes.

7.2.6. Dimensionamiento y selección del acoplamiento

A partir del par calculado o de las especificaciones técnicas del motor, se utiliza como el factor principal de dimensionamiento en los acoplamientos de ejes y en las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$T = \frac{7160 * H}{n} \quad \text{Ecuación (20)}$$

Dónde:

T = Par nominal a transmitir, [N.m]

H = Potencia nominal del motor, [HP]

n= velocidad de rotación, [rpm]

En la selección del acoplamiento correcto hay que considerar algunos factores de servicio que se obtienen de las tablas que se encuentran en los anexos (anexo 10 y anexo 11) dados para la maquina conductora y la maquina conducida. Estos factores toman en cuenta las desalineaciones angulares y la severidad del servicio de trabajo.

Para determinar el par nominal efectivo del acoplamiento (T_e) se aplica ecuación siguiente:

$$T_e = (F_p + F_m) * T \quad \text{Ecuación (21)}$$

Donde:

T_e = Par nominal efectivo, [N.m]

F_p = Factor de servicio de la maquina conductora

F_m = Factor de servicio de maquina conducida

7.2.7. Estructura de la máquina flexorotativa

Para el análisis de placas de la estructura se idealizaran a estas, como vigas de sección constante.

7.2.7.1. Diseño de la placa de fuerza

Consideraciones para el diseño:

A la placa se le considera como un continuo, no posee agujeros.

Para el diagrama de un cuerpo libre y el análisis, se considera como una viga simplemente apoyada. La carga aplicada en el centro de la placa corresponde a la de peso propio, las barras de carga y la carga a transmitir.

Para continuar con el diseño, primero es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza, tal como se muestra en la 3.

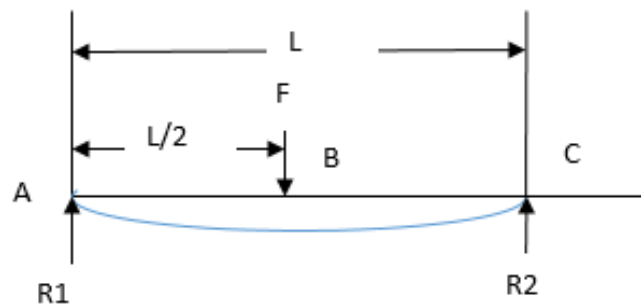


Figura 3: Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza.
Fuente propia.

Luego se realiza un análisis de reacciones y momentos flectores. Para este caso en particular se tiene que las ecuaciones que describen el comportamiento de la fuerza cortante y el momento flector son:

$$R_1 = R_2 = \frac{wt}{2} \quad \text{Ecuación. (22)}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad , \quad V_{BC} = R_2 \quad \text{Ecuación. (23)}$$

$$M_{AB} = \frac{wt \cdot x}{2} \quad , \quad M_{BC} = \frac{wt}{2} (l - x) \quad \text{Ecuación. (24)}$$

$$Y_{max} = \frac{Fl^3}{48EI} \quad \text{Ecuación. (25)}$$

Con estas ecuaciones se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector, estos diagramas se encuentran en la siguiente figura 17.

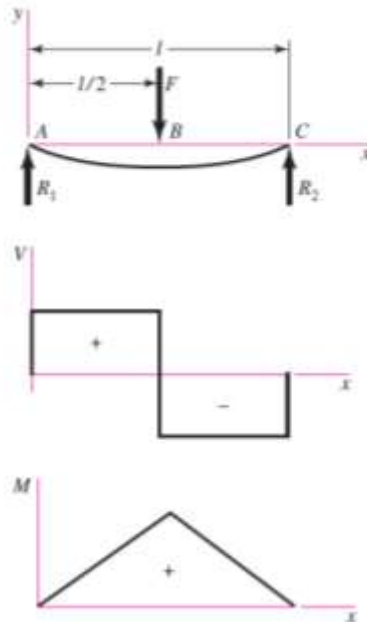


Figura 4: Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro.

Fuente R. G. Budynas, [2]

Para determinar el espesor de la placa, es necesario establecer el esfuerzo admisible que actúa en la placa por lo que será necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} c}{I} \quad \text{Ecuación (26)}$$

Dónde:

M_{max} = Momento flector máximo aplicado en la sección crítica de la placa [kg. m].

C = Distancia desde la fibra neutra de la sección hasta la superficie [m].

$$c = \frac{h}{2} \quad \text{Ecuación (27)}$$

I = Momento axial de inercia de la sección.

Las propiedades de la sección se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ecuación (28)}$$

$$I_y = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ecuación (29)}$$

$$I_{xy} = 0 \quad \text{Ecuación (30)}$$

Dónde:

b = es el espesor de la placa [m].

Remplazando las ecuaciones (28 y 27) en la ecuación (26) se tiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{6M_{max}}{bh^2} \quad \text{Ecuación (31)}$$

El esfuerzo admisible tiene que cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq [\sigma_{max}] = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ecuación (32)}$$

De donde se obtiene que el espesor h se calcula con:

$$h = \sqrt{\frac{6FSM_{max}}{bS_y}} \quad \text{Ecuación (33)}$$

VIII. MARCO TEORICO

8.1. Fatiga en los materiales

“Al fenómeno de fallo de un componente mecánico originado por una sollicitación variable con el tiempo se conoce como fatiga. Dicha sollicitación es relativamente baja, de forma que no se alcanzan las tensiones de rotura del material en ninguno de los ciclos de carga. Sin embargo, el efecto repetitivo de la sollicitación aplicada da lugar al fallo del componente aunque las tensiones nominales alcanzadas en servicio no sean elevadas” Budynas, [2]. Según la ASTM Y 1150-87 (1993) este fenómeno de fallo es definido como: “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos de carga” Rodríguez, [8].

El origen del fallo por fatiga es la propagación de pequeñas grietas microscópicas (grietas de fatiga) que crecen una pequeña cantidad con cada ciclo de aplicación de la carga, así como lo explica Faires, [15]" A escala microscópica el fallo por fatiga comienza en un punto cualquiera (a causa de esfuerzos repetidos que exceden la resistencia de fatiga del material) en forma de una grieta que se extiende gradualmente debido a las repeticiones de los esfuerzos hasta que el área del material se hace tan pequeña produciéndose la fractura completa". El origen de estas grietas de fatiga generalmente se da en alguna discontinuidad superficial. Esto es debido a que cualquier cambio en la sección, como un agujero, un cambio en el diámetro de un eje, una ranura, un chavetero o incluso una muesca de una herramienta, produce una concentración de tensiones. La resistencia estática es muy poca afectada por tales cambios de sección, ya que las concentraciones de tensiones se liberan por deformación plástica. Sin embargo, bajo carga de fatiga, hay mucha menos deformación plástica y en consecuencia el valor del esfuerzo permanece considerablemente más alto en las concentraciones de tensiones que en el material circundante, dando por resultado una resistencia a la fatiga reducida. Existen situaciones que potencialmente pueden dar lugar a fallo por fatiga como:

- Un componente fijo sometido a cargas variables con el tiempo.
- Un componente giratorio sometido a cargas constantes.
- Un componente giratorio sometido a cargas variables.

“Una falla por fatiga tiene una apariencia similar a la fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con la ausencia de adelgazamientos. Sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y surgen a partir de tres etapas de. La etapa I es el inicio de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen. Normalmente, las grietas de la etapa I no pueden verse a simple vista. En la etapa II las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. Por lo general, las mesetas son suaves y normales a la dirección del esfuerzo máximo en tensión. Estas superficies pueden tener marcas oscuras y claras conocidas como marcas de playa, o marcas de concha, como se observa en la figura 5. Durante las cargas cíclicas, estas superficies con grietas se abren y cierran, frotándose entre sí, y la aparición de las marcas de playa dependen de los cambios en el nivel de la frecuencia de carga y la naturaleza corrosiva del entorno. La etapa III ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida. Una fractura en la etapa III puede ser frágil, dúctil o una combinación de ambas” Budynas, [2]. Es necesario hacer notar que a menudo es bastante difícil distinguir nítidamente las etapas antes mencionadas.

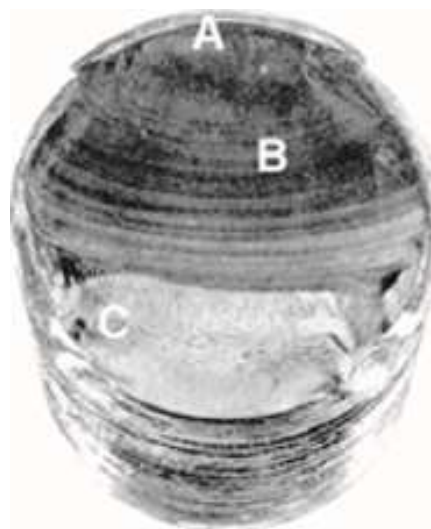


Figura 5: La falla comenzó en la raíz de la rosca en A, se propagó casi de lado a lado en la sección transversal, lo cual se muestra por las marcas de playa en B, antes de la fractura rápida final en C.

Fuente R. G. Budynas,[2]

8.2. Resistencia a la Fatiga y regímenes de fatiga

“La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad de ciclos de carga” Mott, [7]. Las cargas que pueden causar la fatiga pueden ser axiales, transversales, de torsión o combinadas. Al disminuir la magnitud del esfuerzo aplicado, el número de ciclos para producir la falla aumenta. Si la cantidad de ciclos es infinita el valor del esfuerzo se denomina límite de fatiga.

1.3.2.1 Diagramas Resistencia a la fatiga - Numero de ciclos (S-N)

Los datos de los ensayos de la flexión alternante se grafican como la resistencia a la fatiga denominado S_f , en función del logaritmo del número total de ciclos a la falla N , ($\log [N]$), para cada probeta. Estas gráficas se llaman diagramas S-N, y son utilizadas para presentar información relativa a fatiga y para realizar el diseño de partes mecánicas sometidas a esfuerzos alternantes. La utilización de la escala logarítmica permite una mejor apreciación de los cambios de pendientes de la curva que no se manifestaría si se emplearían coordenadas cartesianas, ya que los datos del ensayo tienen una gran dispersión. Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N (figura 6). En la Figura 2 se observa que hay tres rectas que podrían aproximar la nube de puntos experimentales. Estas rectas permiten distinguir entre fatiga a bajo número de ciclos ($<10^3$) y fatiga de alto número de ciclos ($>10^3$). La recta horizontal define el límite de resistencia a la fatiga (S_e) del material, que constituye el límite de carga por debajo del cual se considera que el material no fallará por fatiga. “El límite entre tales regiones no puede definirse con claridad, excepto en el caso de un material específico; pero se localiza entre 10^6 y 10^7 ciclos para los aceros.” (Shigley). En metales no ferrosos y aleaciones no existe límite a la fatiga.

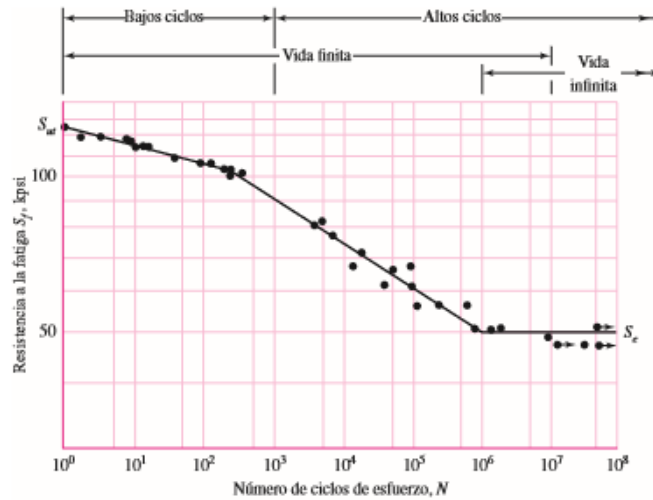


Figura 6: Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos.

Fuente R. G. Budynas: [2]

8.3. Limite de Resistencia a la fatiga

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. Varias fuentes proporcionan datos de pruebas reales en aceros, de donde se concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción de la siguiente manera. En el caso de los aceros se estimará el límite de resistencia como:

$$S'e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (\text{Ecuación 34})$$

Donde.

$S'e$: es el límite de resistencia a la fatiga, [MPa], [kpsi].

S_{ut} : es la resistencia última de un material, [MPa], [kpsi].

Cabe aclarar que este límite de resistencia ($S'e$) es solo para muestras de laboratorio, puesto que un elemento de máquina también está sometido a otros factores externos y que a nivel estadístico es muy difícil tener un valor exacto, pues se necesitaría una gran cantidad de muestras (Shigley)

8.4. Resistencia a la fatiga

Se observa en la figura 6 del método esfuerzo-vida, una región de fatiga de bajo ciclaje se extiende desde $N = 1$ hasta aproximadamente 10^3 ciclos. En esta región la resistencia a la

fatiga S_f solo es un poco menor que la resistencia última a la tensión S_{ut} . En la misma figura se muestra que el dominio de fatiga de alto ciclaje se extiende desde 10^3 (para los aceros) hasta la vida de resistencia a la fatiga N_e que aproximadamente llega hasta una vida finita de 10^6 a 10^7 ciclos. (Shigley)

En esta sección se desarrolla el método de aproximación del diagrama S-N en la región de altos ciclos, ya que la única información que tendremos es el resultado del ensayo de resistencia última a la tensión.

En el caso de un componente mecánico real, el límite de resistencia a la fatiga S'_e , se reduce a S_e que es menor que $0,5S_{ut}$, lo mismo ocurre con la resistencia a la fatiga.

La ecuación de la recta S-N. Para un componente mecánico puede escribirse como:

$$S_f = a N^b \quad \text{Ecuación (35)}$$

Donde N son los ciclos hasta la falla y las constantes a y b están definidas por los puntos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$ y 10^6 , S_e con $(S_f)_{10^6} = f S_{ut}$. Al sustituir estos dos puntos en la ecuación (35) se obtiene:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ecuación (36)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) \quad \text{Ecuación (37)}$$

En la figura 7 se presenta una gráfica de f para $70 \leq S_{ut} \leq 200$

kpsi. Para un $S_{ut} < 70$ kpsi, se recomienda utilizar el valor de $f = 0.9$.

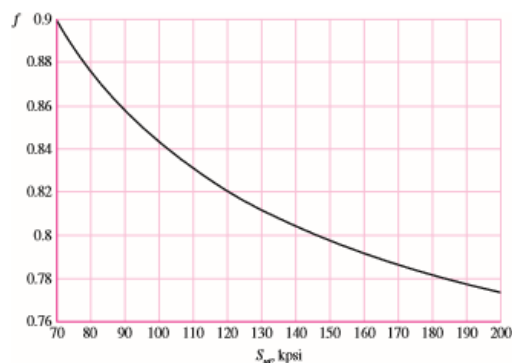


Figura 7: Fracción de resistencia a la fatiga f
Fuente R. G. Budynas [2]

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

Para relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico que se encuentra en servicio (S_e), con los resultados de límites de resistencia a la fatiga obtenidos en laboratorio utilizando probetas de ensayo (S'_e), se emplea una serie de factores modificadores, debido a que los resultados esperados en condiciones normales de trabajo no corresponden a los resultados obtenidos en el laboratorio.(Shigley) . Algunas diferencias incluyen:

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

“Marin en su trabajo identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos” Budynas, [2]. Por lo tanto, la ecuación de Marin se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación (38)}$$

donde :

k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad¹³

k_f = factor de modificación de efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria [MPa], [kpsi].

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso [MPa], [kpsi].

Cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga de partes, las estimaciones se hacen aplicando los factores de Marin al límite de resistencia a la fatiga.

8.5.1. Factor de superficie k_a

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

$$k^a = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación (39)}$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 1.

Tabla 1: PARÁMETROS PARA EL FACTOR DE SUPERFICIE DE MARIN
Fuente Budynas [2]

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	b
<i>Esmerilado</i>	1,34	2,70	- 0,085
<i>Maquinado o laminado en frio</i>	2,70	4,51	- 0,265
<i>Laminado en caliente</i>	14,40	57,70	- 0,718
<i>Como sale de la forja</i>	39,90	272,00	- 0,995

8.5.2. Factor de tamaño k_b

Este factor está asociado al diámetro específico de la pieza, si la pieza tiene un gran tamaño, es necesario aplicar un factor para reducir los esfuerzos, debido a que en un mayor volumen existe una mayor probabilidad que estén presentes más defectos en el material.

Los factores de tamaño para esfuerzos de flexión y torsión se obtienen de las siguientes expresiones:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0,879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pug} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación (40)}$$

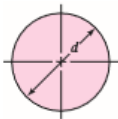
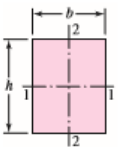
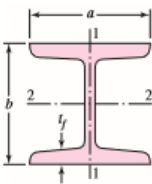
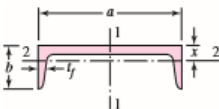
$$k_b = \begin{cases} 0,91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pug} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación (41)}$$

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

$$K_b = 1 \quad \text{Ecuación (42)}$$

Las ecuaciones dadas (40), (41), y (42) son válidas para vigas rotatorias cilíndricas, en el caso de vigas no rotatorias o de sección no cilíndrica es necesario utilizar un diámetro equivalente d_e , en reemplazo del diámetro d . La tabla 2 nos muestra los diámetros equivalentes para secciones estructurales no rotatorias.

Tabla 2: ÁREAS $A_{0.95\sigma}$ Y DIÁMETROS EQUIVALENTES DE PERFILES
Fuente Budynas [2]

	$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$ $d_e = 0.370d$
	$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$ $d_e = 0.808\sqrt{hb}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \text{ eje 2-2} \end{cases}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$

8.5.3. Factor de carga k_c

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} . Los valores medios del factor de carga son:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexion} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases} \quad \text{Ecuación (43)}$$

8.5.4. Factor de temperatura k_t

La temperatura hace que varíe la estructura del material, por lo que las propiedades mecánicas cambian, entonces los diseñadores están obligados a considerar los efectos térmicos para realizar el cálculo del límite de resistencia a la fatiga. La tabla 3 nos muestra el efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Tabla 3: EFECTO DE LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN EN LA RESISTENCIA A
Fuente Budynas [2]

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{TR}
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		

8.5.5. Factor de confiabilidad k_e

Este factor de confiabilidad depende de la probabilidad de supervivencia a una tensión en particular. La tabla 4 nos muestra los valores de este factor, y se han obtenido sobre la base de una desviación estándar de 8%.

E factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como

$$k_e = 1 - 0.08z_a \quad \text{Ecuación (44)}$$

Tabla 4: FACTORES DE CONFIABILIDAD K_e .
Fuente Budynas [2]

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

8.5.6. Factor de efectos varios k_e

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles.

Este factor k_f toma en cuenta las tensiones residuales, la corrosión, tratamientos superficiales, procesos de fabricación, etc.

8.6. Concentrador de tensiones a la fatiga y sensibilidad a la muesca

Los concentradores K_t (K_t s) de tensiones como son las irregularidades o discontinuidades, orificios, ranuras o muescas incrementan de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata a la discontinuidad, pero es sabido que no todos los materiales son completamente sensibles a la presencia de muescas y, por lo tanto, para ellos puede usarse un valor reducido de K_t , llamado concentrador de tensiones a la fatiga K_f . En el caso de estos materiales, el esfuerzo máximo es, en realidad,

$$\sigma_{max} = K_f \sigma_o \quad \tau_{max} = k_{fs} \tau_o \quad \text{Ecuación (45)}$$

donde K_f es un valor reducido de K_t y σ_o es el esfuerzo nominal. Entonces, es conveniente pensar en K_f como un factor de concentración del esfuerzo reducido de K_t debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca.

La sensibilidad a la muesca, q , está definida por

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad q_s = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad \text{Ecuación (46)}$$

La ecuación (1.11) muestra que si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca. Por otro lado, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad total a la muesca.

En el trabajo de análisis o diseño, primero encuentre K_t , a partir de la geometría de la parte. Después, especifique el material, encuentre q , y despeje para K_f de la ecuación

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación (47)}$$

Para determinar el valor de la sensibilidad a la muesca a utiliza para la carga de flexión y axial Fig. 8 y Fig. 9 la carga de torsión

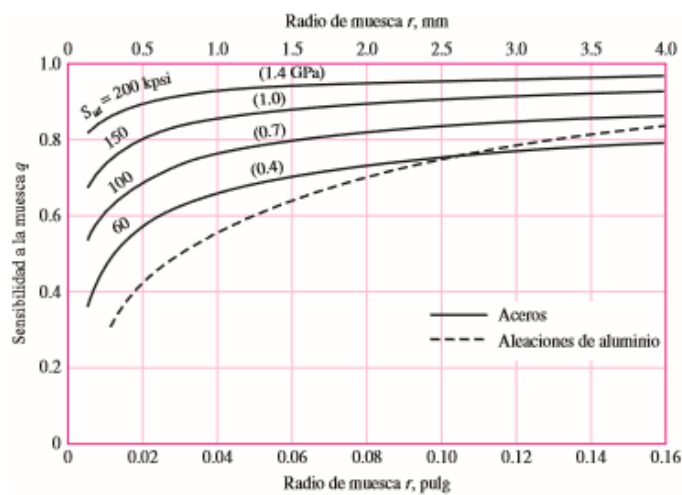


Figura 8: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado.

Fuente Budynas , [2]

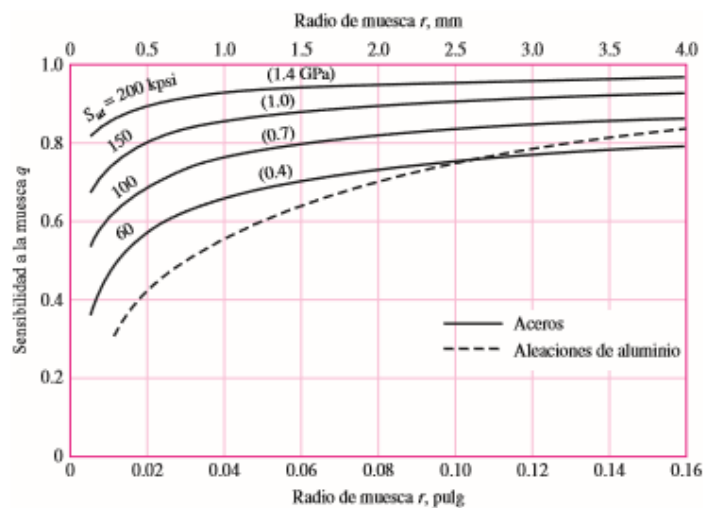


Figura 9: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa

Fuente Budynas , [2]

IX. RESULTADOS

Para contestar los objetivos específicos planteados y de acuerdo a la metodología tenemos los resultados siguientes:

9.1. MÁQUINAS DE ENSAYOS DE FATIGA

Para el ensayo de fatiga existen diferentes tipos de máquinas, a las cuales se consideran en siguientes categorías:

- ✓ Máquinas de esfuerzos axiales
- ✓ Maquinas por flexión rotativa
- ✓ Máquinas de flexiones planas

9.1.1. Máquinas de esfuerzos axiales.

La probeta en este tipo de máquina, es sometida a una carga axial pura, ya sea de tracción o compresión. La probeta es sujeta de sus dos extremos y se la somete a una carga axial alternativa (push-pull), obteniendo en un punto cualquiera de la probeta la misma reversión del estado de tensiones. En la actualidad, este tipo de ensayo suele realizarse en máquinas universales, que mediante un sistema hidráulico servocontrolado no sólo permite realizar los ensayos de fatiga estándar sino que permite hacer ensayos dinámicos de fatiga y de creep entre otros mediante la aplicación de la sollicitación a través de una celda de carga con un equipo informático asociado que permite medir las diferentes variables y entregar los resultados.

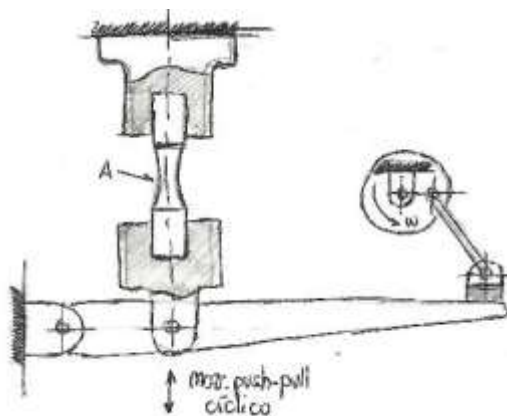




Figura 10: (Parte superior) Esquema de máquina de ciclos de tensiones por flexión plana. (Parte inferior) Sistema servocontrolado.
Fuente Di Brico y Mollerach, pag. 53, [4]

9.1.2. Máquinas de flexión, plana o rotativa.

Las máquinas de este tipo, constan de un motor eléctrico que gira a un número de revoluciones por minuto constante, mientras que una carga estática y constante es aplicada sobre la probeta, de tal forma que se genera un momento flector sobre la probeta que puede ser constante o variable. El momento flector aplicado a la probeta que se encuentra rotando, provoca que las tensiones en un punto cualquiera de la superficie de la probeta vayan de cero al máximo de tracción, de vuelta a cero y luego hacia el mínimo de compresión, revirtiendo totalmente el estado tensional de un punto a lo largo de un ciclo. De acuerdo a la forma de aplicación de la carga estas máquinas se han clasificado como:

9.1.2.1. Máquina de flexión rotativa en ménsula

Uno de los primeros en estudiar la fatiga fue Wöhler como señala Norton, [15] "El ingeniero alemán August Wohler efectuó la primera investigación científica (durante un periodo de 12 años sobre lo que se conoce como falla por fatiga", realizó la primera máquina doble de ensayo por flexión rotativa en ménsula, como la que se muestra en la figura 11. En ésta máquina doble, el esfuerzo está dado por la tensión de un resorte y la velocidad de rotación es de 80 rpm, el momento de flexión varía linealmente con la distancia considerada desde el eje de aplicación de la carga.

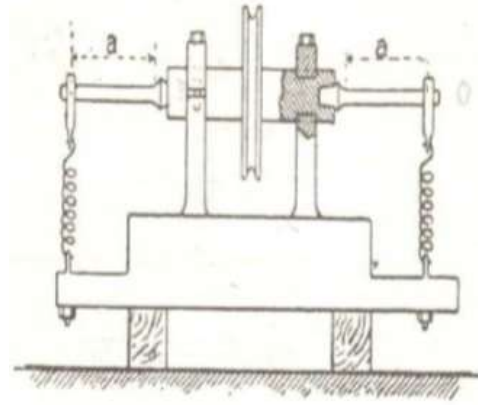


Figura 11: Máquina de Wöhler para ensayos de fatiga en ménsula
Fuente Simbaña Castañeda, pag, 44, [9]

La flexión en este tipo de maquina no es pura, debido a que existe un esfuerzo de corte constante que afecta a la probeta en toda su longitud, alcanzando un momento flector máximo en la zona de amarre de la probeta. La aparición de un concentrador de tensiones debido al cambio de diámetro entre la zona de amarre de la probeta y la zona de ensayo, siendo este el lugar proclive a la falla.

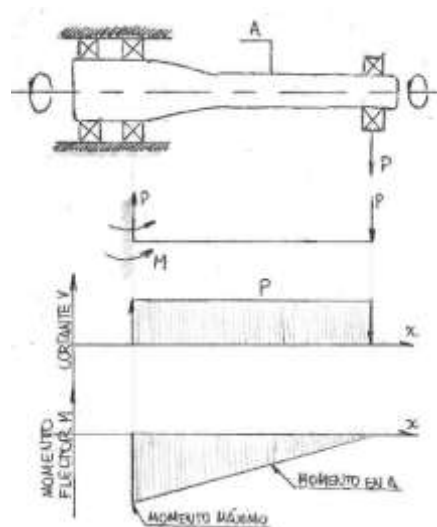


Figura 12: Diagramas característicos en la probeta para un ensayo con máquina de Wöhler
Fuente Di Brico y Mollerch , pag. 55,[4]

9.1.2.2. Máquina Sondericker

Es una maquina similar a la de Wöhler, con una modificación en donde la probeta es flexada en su parte media, mientras que sus extremos se encuentran reposando sobre dos apoyos. Como se puede observar en la figura 13, la carga se aplica simétricamente a una y otra parte de la sección central por medio del estribo. Presenta ventaja sobre las máquinas

de ménsula, de generar un momento de flexión constante en toda la sección de la probeta comprendida entre los dos apoyos centrales.

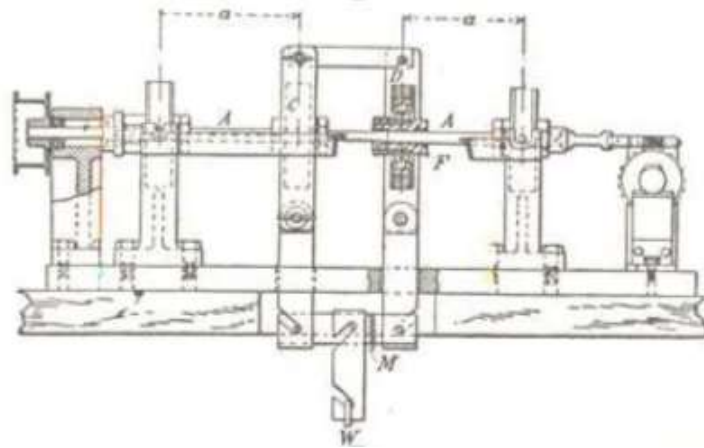


Figura 13: Máquina Sondericker .
Fuente. Simbaña Castañeda, pag. 45, [9]

9.1.2.3. Máquina Schenck

En esta máquina, la carga que se aplica esta dada por un sistema de brazo-balanza, por medio de un peso que puede ser movido al momento de realizar el ensayo. Como se puede observar en la figura 14, la probeta es girada mediante un motor eléctrico que se encuentra montado sobre una estructura, y es flexada a través de un dispositivo que tiene la forma de una balanza dinamométrica, que permite medir el par y la potencia absorbida.

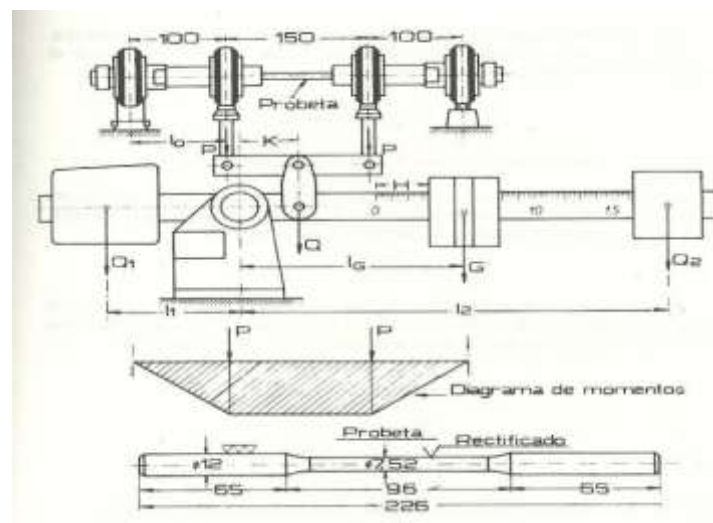


Figura 14: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina de Schenck
Fuente Di Brico – Mollerach, pág. 57, [4]

La máquina de Moore tiene el mismo procedimiento de trabajo que la máquina Schenck. La probeta es sujeta por medio de pinzas o mordazas desde sus extremos, quedando el área a ensayar de la misma comprendida entre los dos rodamientos internos, sobre los cuales se aplica la sollicitación mecánica a la probeta. Dos rodamientos externos son los encargados de sostener el conjunto, mientras que un motor le proporciona el movimiento de revolución al conjunto eje-probeta. De esta manera, actúan un esfuerzo de corte nulo y un momento flector constante a lo largo de la sección a ensayar de la probeta (flexión pura) como se observa en la figura 15.

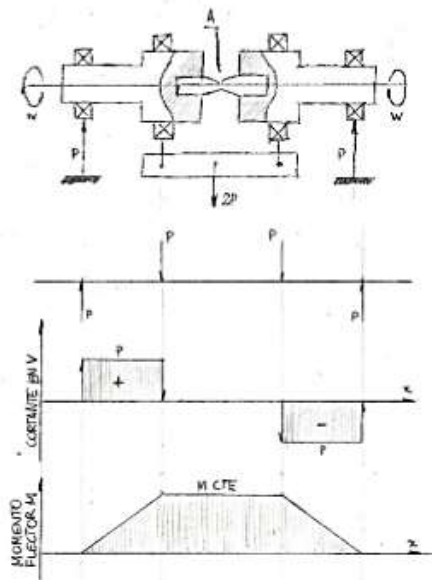


Figura 15: DCL de máquina de Schenck
Fuente Di Brico – Mollerach, pág. 56, [4]

9.1.3. Máquinas de flexiones planas

9.1.3.1. Máquina Schenck-Erlinger

Esta máquina funciona a unas 1400 flexiones por minuto, los esfuerzos de flexión están dados por una carga excéntrica ajustable a una biela en donde una de las cabezas de la probeta gira sobre una palanca de mando. El otro extremo está sujeto a un resorte helicoidal, en donde se determina el momento de flexión ejercido según el grado de deformación medida por dos comparadores que se muestran en la figura 16.

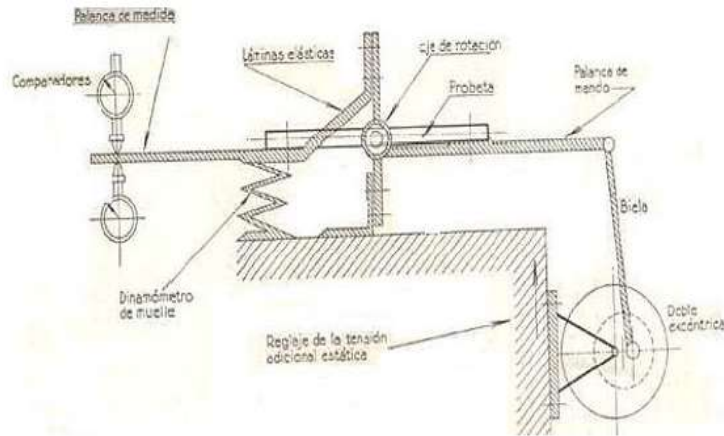


Figura 16: Máquina Schenck-Erlinger
Fuente Rosso – Collogo, pag. 37, [3]

9.1.3.2. Máquina alemana DVL

La probeta a ensayar es montada sobre dos mandíbulas, las cuales son unidas a un árbol de manivelas que permiten ejercer flexiones alternadas sobre la probeta, por medio de un sistema de placas articuladas como se muestra en la figura 17.

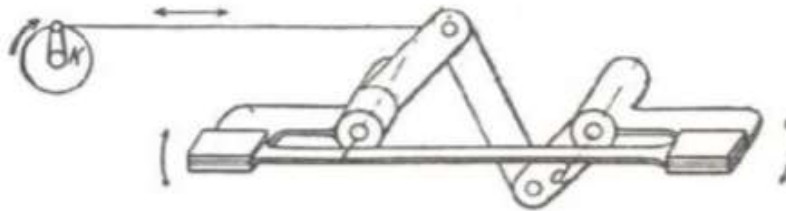


Figura 17: Esquema con las dimensiones fundamentales de máquina de Schenck.
Fuente Rosso – Collogo, pag. 38, [3]

9.2. CALCULOS DE LA ESTRUCTURA Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

9.2.1. Capacidad de carga

Para la mayoría de los aceros se conoce que el límite de resistencia de los materiales está dado por la ecuación (34).

$$S'e = 0.5S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$$

La máquina se diseña para una carga es completamente invertida ($\sigma_m = 0$) y usando el criterio de Goodman modificado, ecuación (25) se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{S'e'} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = 1 ; \quad \text{Luego la condición de falla será } \sigma_a = S_e'$$

Según la norma E466-96 (Anexo 1). Para probetas cilíndricas (figura 18) de radio continuo las dimensiones de las mismas deben satisfacer ciertas relaciones:

El diámetro mínimo de la sección de estudio debe encontrarse entre 5.08 y 25.4 mm.

El radio de curvatura de la sección reducida debe ser al menos 8 veces el diámetro mínimo de la probeta.

La longitud de la sección reducida debe ser al menos 3 veces el diámetro mínimo.

El área de la sección de agarre debe ser 1,5 veces la sección mínima de estudio

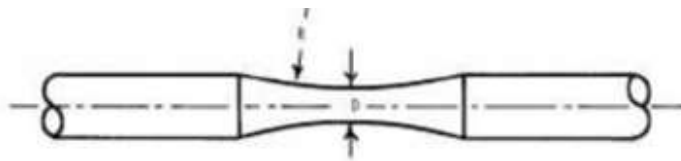


Figura 18: Esquema de la probeta.
Fuente ASTM, [11]

Considerando una probeta de $d = 7.5 \text{ mm}$

$$R = 8 \times 7.5 = 60 \text{ mm}$$

$$L = 7.5 \times 6 = 45 \text{ mm}$$

El área del diámetro de prueba (A_p)

$$A_p = \frac{\pi d^2}{4} = 44,18 \text{ mm}^2$$

Si consideramos que el área del diámetro de agarre (A_a) es 4 veces el área del diámetro de agarre (A_p), luego se tiene $A_a = 4A_p = \frac{\pi D^2}{4}$

$$D = \sqrt{\frac{16A_p}{\pi}} = 15 \text{ mm}$$

De la norma ISO 1143 (Anexo 2). Como la carga se aplica en el centro, entonces a la mitad del largo de la probeta se da el momento flector máximo. Considerando un tipo máquina de doblado en cuatro puntos bajo una carga directa se tiene que el esfuerzo alterno (σ_a) está dado por:

$$\sigma_a = \frac{32Fl}{\pi d^3}$$

Despejando la fuerza Fuerzas (F) se tiene $F = \frac{\pi d^3 \sigma_a}{32l}$

Además de la segunda ley de Newton $F = ma$

Considerando la aceleración (a) igual a la aceleración de la gravedad (g), reemplazando y

despejando la masa (m) se tiene $m = \frac{\pi d^3 \sigma_a}{32lg}$

La máquina se diseña para materiales de acero que tienen una resistencia última de tensión (S_{ut}) de 1400 MPa, entonces se tiene:

$$S_e' = 0,5 \times 1400 = 700 \text{ MPa}$$

Para la condición de falla dado $\sigma_a = S_e' = 700 \text{ MPa}$ y reemplazando

$$m = \frac{\pi d^3 \sigma_a}{32lg} = \frac{\pi 0.0075^3 700 \times 10}{32 \times 0.075 \times 9.81} = 39,40 \text{ Kg}$$

Para el diseño de la máquina se toma como base una carga de 40 kg, la cual servirá para todo el análisis posterior.

9.2.2. Diseño del eje bajo carga estática

Considerar dos ejes simétricos y con sus apoyos ubicados a las mismas distancias.

Considerando una carga total de 40 kg se realizara el cálculo para cualquiera de ellos para luego generalizar para el otro. Se considera el siguiente DCL.

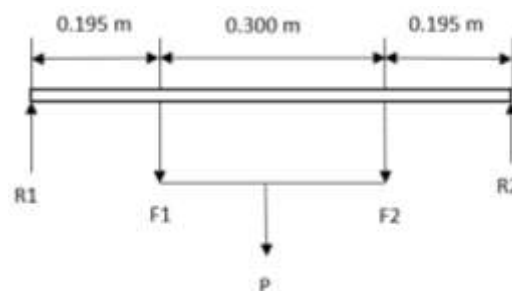


Figura 19: Esquema de la placa fuerza.
Fuente propia

$$P = F_1 + F_2 = 40 \text{ kg}$$

$$\sum F_v = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_1 - F_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 40 \text{ kg}$$

Con otra condición de equilibrio se $\sum M_o = 0$

$$0.69 * R_2 - 0,195 * F_1 - 0,495 * F_2 = 0$$

$$R_2 = 20 \text{ kg y } R_1 = 20 \text{ kg}$$

Haciendo los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante

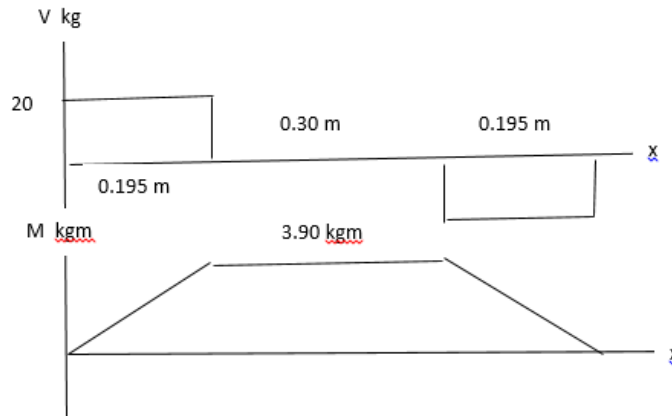


Figura 20: Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.
Fuente propia

De la gráfica se observa que el momento máximo está dado por:

$$M_{max} = 20 * 0,195 = 3,90 \text{ Kg.m} = 39,142 \text{ N.m.}$$

Aplicando este valor a la ecuación dada para el diámetro, se tiene:

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

Considerando un factor de seguridad $FS = 2,5$ y un acero AISI 1030 HR, similar al acero estructural A36 cuyos valores según Shigley son:

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

$$S_y = 260 \text{ MPa}$$

Reemplazando se tiene que el diámetro será,

$$d = \left(\frac{32 * 2,5 * 39,142}{\pi * 260 * 10^6} \right)^{1/3} = 0,0157 \text{ m}$$

Tomando un diámetro de eje estándar de 25 mm y recalculamos el factor de seguridad.

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

$$FS = \frac{\pi * 0.025^3 * 260 * 10^6}{32 * 39.142} = 11$$

Luego el esfuerzo será $\sigma = 32 * \frac{Max}{\pi * 0.025^3} = 25,5 \text{ Mpa}$

9.2.3. Diseño del eje bajo carga Dinámica

El diseño del eje bajo carga dinámicas se aplica la ecuación de Goldman modificada, para un esfuerzo completamente invertido ($\sigma_m = 0$) dado por:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * M_a}{\pi * d^3}$$

Reemplazando se tiene y despejando el diámetro se tiene:

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

El momento alternante está dado por

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{39.142 - (-39 - 142)}{2} = 39,142 \text{ Nm}$$

Calculando el límite de Resistencia a la fatiga para un acero AISI 1030 HR (Sut = 470 MPa)

Sabemos $S_e' = 0,5 * S_{ut}$

Para la fatiga corregida se considera los factores de Marin

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

- Factor de superficie $k_a = a * S_{su}^b$

Se considera un eje maquinado de la tabla de

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Reemplazando $k_a = 4,51 * 470^{-0.265} = 0,8832$

- Factor de Tamaño $k_b = 0,9$. Valor asumido porque porque no conocemos el diámetro del eje.
- Factor de carga $k_c = 1,0$ para flexión
- Factor de temperatura $k_d = 1,0$ temperatura ambiente
- Factor de confiabilidad $k_e = 1,0$ para una confiabilidad al 50%
- Factor de superficie $k_f = 0,9$. Consideramos que el material puede tener tensiones residuales.

Como el eje no presenta muescas, entonces no existen concentradores tensiones teóricos, luego $K_t = 1$.

Reemplazando los concentradores de tensiones se tiene:

$$S_e = 0.8832 * 0.9 * 1.0 * 1.0 * 1.0 * 0.9 * 0.5 * 470$$

$$S_e = 168,12 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores en la ecuación del diámetro se tiene:

$$d = \left(\frac{32 * 2.5 * 39.142}{\pi * 168.12 * 10^6} \right)^{1/3}$$

$$d = 0,018\text{m}$$

Con este valor recalculamos el factor para la resistencia a la fatiga

$$\text{Factor de Tamaño } k_b = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107}$$

$$k_b = \left(\frac{18}{7.62} \right)^{-0.107} = 0,912$$

$$S_e = 0,8832 * 0,912 * 1,0 * 1,0 * 1,0 * 0,9 * 0,5 * 470$$

$$S_e = 170,36 \text{ MPa}$$

y el diámetro del eje

$$d = \left(\frac{32 * 2.5 * 39.142}{\pi * 170.36 * 10^6} \right)^{1/3}$$

$$d = 0,018 \text{ m}$$

Tomando un eje de diámetro de 25 mm. Verificamos el factor de seguridad para el estado en fatiga será:

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

$$FS = \frac{\pi * 170.36 * 10^6 * 0.025^3}{32 * 39.142} = 6,67$$

El coeficiente de seguridad calculado es mayor al asumido $FS > 2,5$, lo que nos predice que el material no debe fallar.

9.2.4. Selección de las chumaceras de soporte

Para la selección de los rodamientos se determina que la carga radial que va soportar el rodamiento. Utilizando DCL para el diseño de los ejes motriz y conducido se determina que la carga a soportar en cada uno de los rodamientos es:

$$R_1 = 20 \text{ kg [196,20 N]} \quad \text{y} \quad R_2 = 20 \text{ kg [196,20 N]}$$

Del diseño del eje se ha obtenido un diámetro aceptable de 25 mm tanto en carga estática como en carga de fatigas.

Para máquinas para trabajar con alta fiabilidad en periodos cortos o intermitentes SKF recomienda una vida nominal en horas de servicio entre 8000 – 12000. Entonces:

$$L_{10h} = \frac{\text{Limite inferior} + \text{Limite superior}}{2}$$

$$L_{10h} = \frac{8000 + 12000}{2} = 10000h$$

De la ecuación de la vida nominal que se tiene, calculamos la capacidad de carga dinámica C, considerando.

$n = 1800 \text{ rpm}$, numero de revoluciones del motor

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$P = R_1 = R_2 = 196,20 \text{ N}$

Reemplazando en la ecuación

$$C = P \left(\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$C = 196,20 \left(\frac{10000 * 60 * 1800}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 2013 \text{ N}$$

Con esa capacidad del catálogo SKF seleccionamos la unidad SY 25 FM (Anexo 5) que tiene un rodamiento tipo Y designado por YAT 205 con prisioneros de fijación que presenta las siguientes características.

Dimensiones							Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite con tolerancia del eje h6	Masa	Designación
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min.	C	C ₀	P ₀	r. p. m.	kg	-
mm							kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-
25	52	27,2	15	33,7	19,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,14	YAT 205
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	E2.YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAR 205-2F

Figura 21: Tabla de rodamientos SKF
Fuente catálogo SKF, [10]

La unidad completa del soporte de pie con rodamiento tipo Y, de designación SY 25 FM (Anexo 6) presenta una capacidad de carga dinámica C' de 14000N

De donde se observa C' > C, lo que no permite asegurar que la elección es la correcta para el diseño requerido.

9.2.5. Selección de la potencia del motor

Para la selección de la potencia del motor tenemos que considerar el rozamiento que existe en las 4 unidades de chumaceras. De la ecuación dada para determinar el rozamiento en los rodamientos se tiene según SKF se tiene:

$$T = \mu * F * d/2$$

Del catálogo de rodamientos se obtiene $\mu = 0,0015$ para rodamientos rígido de bolas (Anexo 10), además $F = P = 196,20$; $d = 0,025$ m, reemplazando se tiene

$$T = 0,0015 * 196,20 * 0,025/2$$

$$T = 0,0037 \text{ N.m}$$

Como son cuatro unidades $T = 4 * 0,0037 = 0,0148 \text{ N.m}$

$$T = 0,131 \text{ lb. pulg}$$

Para determinar la potencia del motor aplicamos la ecuación dada

$$H = \frac{T * n}{63000 * r}$$

Considerando un rendimiento de $r = 0.98$, reemplazamos

$$H = \frac{0,131 * 1800}{63000 * 0,98}$$

$$H = 0,0038 \text{ HP}$$

Un motor de 0,5 Hp de la marca Thunder (Anexo 8) modelo YC808-4 considera apropiado para vencer la fuerza de rozamiento en los cuatro rodamientos, y así transmitir el movimiento al eje motriz y luego al eje conducido.

9.2.6. Selección del acoplamiento semiflexible

Para la selección del acoplamiento se necesita evaluar el par nominal a transmitir. Este par se evalúa a través de la potencia del motor y los rpm bajo la ecuación siguiente

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

$$T = \frac{7160 * 0.5}{1800} = 2 \text{ N.m}$$

Conocido el par nominal evaluamos el par efectivo que es determinado por

$$T_e = (F_p + F_m) * T$$

Donde F_p y F_m son los factores de corrección de la máquina conductora (F_p) y de la máquina conducida (F_m) que se evalúan de tablas según anexos.

$$F_p = 0 \text{ (motor electrico) } \quad \text{Anexo 9}$$

$$F_m = 1,75 \text{ (en motores sin factor) } \quad \text{Anexo 10}$$

Reemplazando se obtiene el torque efectivo

$$T_e = (0 + 1,75) 2 = 3,75 \text{ N.m}$$

Luego con este valor calculado seleccionamos el acoplamiento más adecuado de catálogo.

Lovejoy es una empresa especialista en acoples semiflexibles, con el par nominal y el diámetro de los ejes se selecciona el tipo L-090 que tiene la capacidad hasta 5,11 Kw, un

par nominal efectivo de 21,9 N.m, capaz de absorber desalineamientos angulares hasta 1°, radiales hasta 0,38 mm y alojar ejes de diámetros que van de 6 a 25 mm.

9.2.7. Diseño de la placa fuerza

Para el diseño de la placa fuerza que asume las siguientes dimensiones como se muestra en la figura. Consideramos que esta trabaja a flexión bajo una carga transversal 40 kg, con su propio peso, pesos de barra de carga:

Supongamos que el espesor inicial de la placa $e = 9\text{mm}$

Peso de la placa = $V * \delta = 0,38 * 0,180 * 0,009 * 7850 = 4,83 \text{ Kg}$

Peso de barra de carga = $V * \delta = \frac{\pi * 0,020^2}{4} * 0,20 * 7850 = 0,49 \text{ kg}$

Luego la carga a total será: $40 + 4,83 + 0,49 = 45,32 \text{ kg}$ (444,59 N)

Donde

V: volumen (m^3)

δ : Peso específico del acero 7850 Kg/m^3

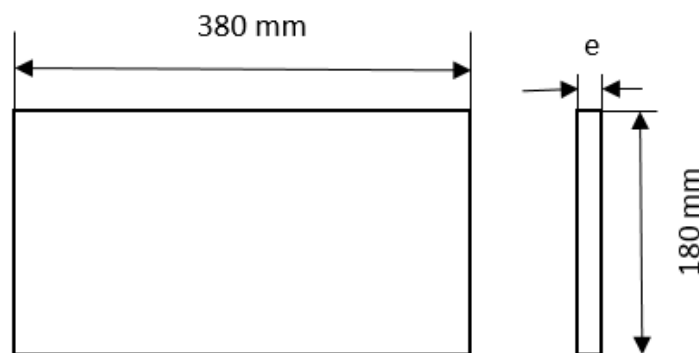


Figura 22: Esquema de la placa fuerza.
Fuente propia

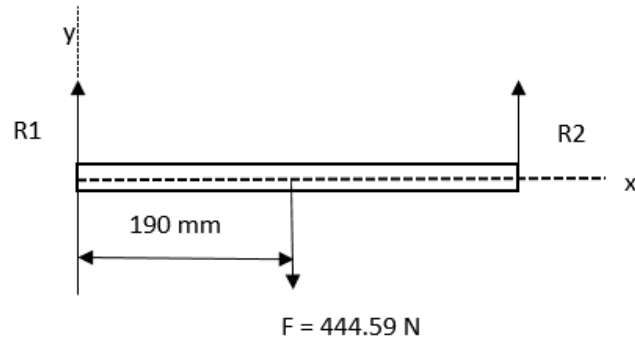


Figura 23: DCL de la placa fuerza .
Fuente propia

$$R_1 + R_2 = 444,49 \text{ N}$$

Por la simetría se tiene que

$$R_1 = R_2 = 222,25 \text{ N}$$

Hallando el momento máximo $M_{max} = R_1 * L/2$

$$M_{max} = 222,25 * 0,38/2 = 42,23 \text{ N.m}$$

El momento de inercia $I = \frac{0.18 * e^3}{12}$

El esfuerzo normal $\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I}$

$$\sigma_x = \frac{42.23 * e/2}{\frac{0.18 * e^3}{12}} = \frac{4223}{3 * e^2}$$

Para flexión el esfuerzo cortante se desprecia porque es mínimo comparado con esfuerzo normal de flexión.

Según Von Misses $\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$

Reemplazando $\sigma' = \sigma_x$

Considerando un factor de seguridad FS = 4, siendo un acero AISI 1030 HR de donde se tiene $S_y = 260 \text{ MPa}$

$$\sigma' = \frac{S_y}{4} = \frac{260}{4} = 65 \text{ Mpa}$$

Hallando el espesor e $65 * 10^6 = \frac{4223}{3 * e^2}$

$$e = 4,65 \text{ mm}$$

Seleccionando un material de 8 mm se tiene un esfuerzo

$$\sigma_x = \frac{4223}{3 \cdot e^2} \qquad \sigma_x = \frac{4223}{3 \cdot 0,008^2} = 22 \text{ Mpa}$$

Y el nuevo factor de seguridad será $FS = \frac{260}{22} = 11,82$

Factor de seguridad adecuado por la consideración que la placa se está considerando como viga.

Para el análisis de la deformación utilizamos la siguiente ecuación

$$Y_{max} = \frac{Fl^3}{48EI}$$

$$I = \frac{0,18 \cdot e^3}{12} = \frac{0,18 \cdot 0,008^3}{12} = 7,68 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$L = 0,380 \text{ m}$$

Reemplazando

$$Y_{max} = \frac{444,49 \cdot 0,38^3}{48 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 7,68 \cdot 10^{-9}} = 0,32 \text{ mm}$$

El resultado nos muestra que la deflexión que se produciría en placa es mínima.

9.2.8. Diseño de la barra de carga

La barra de carga es un elemento que se considera que está sometido a tracción pura

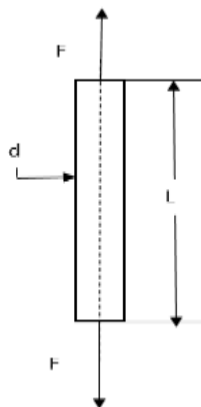


Figura 24: DLC de la barra de carga.

Fuente del autor

Considerando el acero AISI 1030 HR

La carga aplicada es de $F = 40 \text{ Kg}$ ($392,4 \text{ N}$)

El esfuerzo normal $\sigma_y = \frac{F}{A} = \frac{392,4}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 392,4}{\pi \cdot d^2}$

Según Von Misses $\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$

Reemplazando $\sigma' = \sigma_y$

Considerando un factor de seguridad $FS = 4$

$$\sigma' = \frac{S_y}{4} = \frac{260}{4} = 65 \text{ Mpa}$$

Hallando el diámetro $65 \cdot 10^6 = \frac{4 \cdot 392,4}{\pi \cdot d^2}$

De donde se obtiene el $d = 2,77 \text{ mm}$

Para nuestro trabajo hemos considerado una sección transversal de 12 mm de diámetro el cual nos asegura un factor de seguridad bien elevado, pero permite darle rigidez al diseño.

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

$$FS = \frac{260 \cdot 10^6}{\frac{4 \cdot 392,4}{\pi \cdot 0,012^2}} = 75$$

9.2.9. Diseño de la placa soporte principal (platina)

Para el diseño de la placa soporte principal se tiene en cuenta la carga

$$Q = 40 \text{ kg} \text{ (} 392,4 \text{ N)},$$

Luego se tiene el DCL.

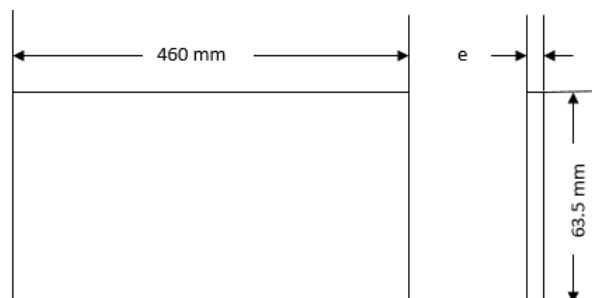


Figura 25: Esquema de la placa soporte principal.

Fuente propia

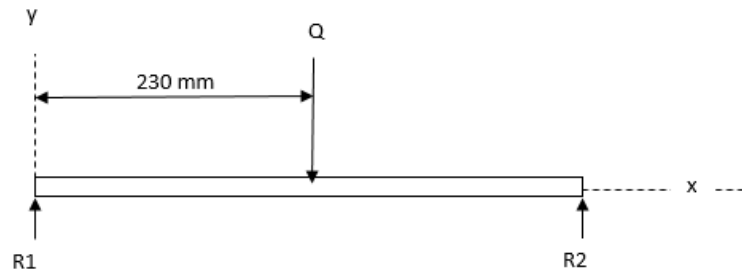


Figura 26: DLC de la placa soporte principal.
Fuente del autor

Hallando el momento máximo

$$M_{\max} = 392,4 * 0,230 = 90,252 \text{ N.m}$$

El momento de inercia para la sección es

$$I = \frac{0,0635 * e^3}{12}$$

Luego el esfuerzo normal será

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} * c}{I} = \frac{90,252 * \frac{e}{2}}{\frac{0,0635 * e^3}{12}} = \frac{8527,75}{e^2}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Considerando un acero estructural 1030 HR, con un $S_y = 260 \text{ MPa}$ para un factor de seguridad de 2,5. Encontramos la tensión de Von Misses como

$$\rho' = \frac{S_y}{FS} = \frac{260}{2,5} = 104 \text{ MPa}$$

Para encontrar el espesor se iguala esfuerzo normal con la tensión de Von Misses

$$104 * 10^6 = \frac{8527,75}{e^2}, \text{ de donde se despeja para el espesor } e,$$

$$e = 0,00889 \text{ m} = 9 \text{ mm}$$

Se selecciona un perfil de 3/8 pulg. comercial.

Del equilibrio encontramos las reacciones

$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{2} = 196,2 \text{ N.}$$

Estas reacciones nos permitirán calcular las vigas longitudinales que lo soportan.

9.2.10. Diseño de la plancha soporte para el motor

Para analizar la base del motor se ha considerado su peso de 15 kg (147,15 N). Se ha considerado como si fuera una viga que trabaja a flexión.

Se considera el siguiente DCL para el soporte del motor.

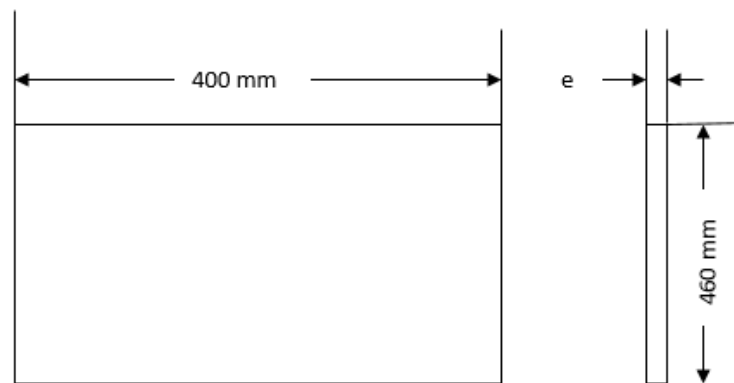


Figura 27: Esquema de la plancha soporte del motor.
Fuente propia

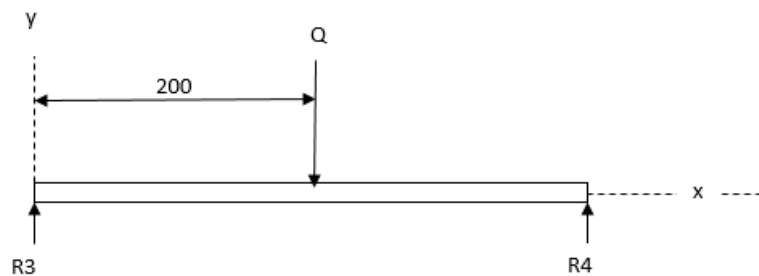


Figura 28: DLC de la plancha soporte del motor.
Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{\max} = 147,15 * 0,200 = 29,43 \text{ N.m}$$

El momento de inercia para la sección es

$$I = \frac{0,46 * e^3}{12}$$

Luego el esfuerzo normal será

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I} = \frac{29,43 * \frac{e}{2}}{\frac{0,460 * e^3}{12}} = \frac{383,87}{e^2}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Considerando un acero estructural 1030 HR, con un $S_y = 260 \text{ MPa}$ para un factor de seguridad de 4, encontramos la tensión de Von Misses como

$$\rho' = \frac{S_y}{FS} = \frac{260}{4} = 65 \text{ MPa}$$

Para encontrar el espesor se iguala esfuerzo normal con la tensión de Von Misses

$$65 * 10^6 = \frac{383,87}{e^2}, \text{ de donde se despeja para el espesor } e,$$

$$e = 0,00243 \text{ m} = 3 \text{ mm}$$

Se selecciona un perfil de 3/8 pulg. comercial.

Del equilibrio encontramos las reacciones

$$R_3 = R_4 = \frac{Q}{2} = 73,575 \text{ N.}$$

Las fuerzas en las reacciones se consideran tanto en la viga transversal como en la viga longitudinal que soportan la placa donde se asienta el motor.

9.2.11. Diseño de la viga transversal para el soporte del motor

Para calcular la viga de sección transversal del soporte del motor, asumimos un perfil L similar a otras máquinas ya diseñadas y que se encuentran trabajando, para ello es necesario determinar el módulo de sección resistente (W) definido por $W = I/C$ y luego seleccionar de tablas el perfil correspondiente.

Diagrama de cuerpo libre para nuestro calculo.

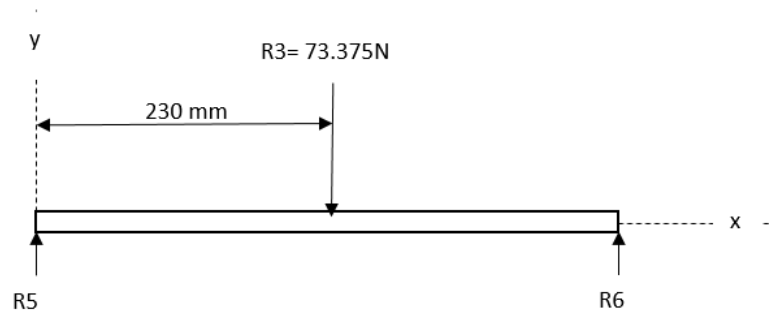


Figura 29: DLC de la viga transversal para el soporte del motor.
Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{\max} = 73,575 * 0,230 = 16,92 \text{ N.m}$$

Luego el esfuerzo normal será

$$\sigma_z = \frac{M_{\max} * c}{I}$$

Pero

$$I/C = W \text{ Modulo de sección resistente}$$

$$\text{Entonces } W = \frac{M_{\max}}{\sigma_z} \quad W = \frac{16,92}{\sigma_z}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_z$$

Considerando un acero estructural 1030 HR, con un $S_y = 260 \text{ MPa}$ para un factor de seguridad de 5, encontramos la tensión de Von Misses como

$$\sigma' = \frac{S_y}{FS} = \frac{260}{5} = 52 \text{ MPa}$$

Para encontrar el espesor del perfil se iguala el esfuerzo normal con la tensión de Von Misses

Reemplazando

$$52 * 10^6 = \frac{16,92}{W}, \text{ de donde se despeja para el espesor } W,$$

$$W = 3,25 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 = 3,25 \cdot 10^2 \text{ mm}^3$$

$$W = 0,01983 \text{ pulg}^3$$

Con este perfil encontramos en tabla según anexo el perfil tipo L que tiene un módulo similar y está dado 3/4x3/4x3/16

Luego calculamos las reacciones

$$R_4 = R_5 = \frac{Q}{2} = 36,7875 \text{ N.}$$

Con las fuerzas de estas reacciones nos permitirán calcular la columna soporte del motor.

9.2.12. Diseño de la viga longitudinal para el soporte del motor

Para calcular la viga de sección longitudinal del soporte del motor, asumimos perfil L similar a otras máquinas ya diseñadas y que se encuentran trabajando, y encontramos su módulo de sección resistente W.

Diagrama de cuerpo libre para nuestro calculo.

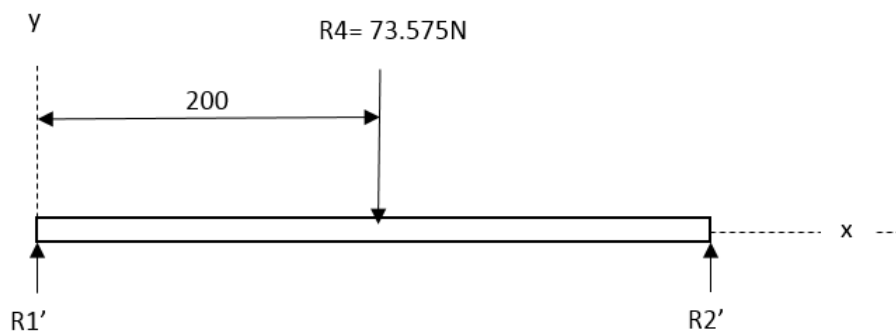


Figura 30: DLC de la viga longitudinal para el soporte del motor.
Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{\max} = 73,575 \cdot 0,2 = 14,715 \text{ N.m}$$

Luego el esfuerzo normal será

$$\sigma_z = \frac{M_{\max} \cdot c}{I}$$

Pero

$I/C = W$ Modulo de sección resistente a la flexión

$$\text{Entonces } W = \frac{M_{max}}{\sigma_z} \quad W = \frac{14,715}{\sigma_x}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Considerando un acero estructural 1030 HR, con un $S_y = 260 \text{ MPa}$ para un factor de seguridad de 5 , encontramos la tensión de Von Misses como

$$\sigma' = \frac{S_y}{FS} = \frac{260}{5} = 52 \text{ MPa}$$

Para encontrar el espesor del perfil se iguala el esfuerzo normal con la tensión de Von Misses

Reemplazando

$$52 * 10^6 = \frac{14,715}{W}, \text{ de donde se despeja para el espesor } W,$$

$$W = 2,8298 * 10^{-7} \text{ m}^3 = 2,8298 * 10^2 \text{ mm}^3$$

$$W = 0,01727 \text{ pulg}^3$$

Con este perfil encontramos en tabla según anexo 8 el perfil tipo L que tiene un módulo similar y está dado 3/4x3/4x3/16

9.2.13. Diseño de las columnas que soportan el motor

Para diseñar las columnas soporte del motor se consideran que estas trabajan solo a tracción pura bajo la carga de $R5 = 36,7875$.

Haciendo el diagrama del cuerpo libre

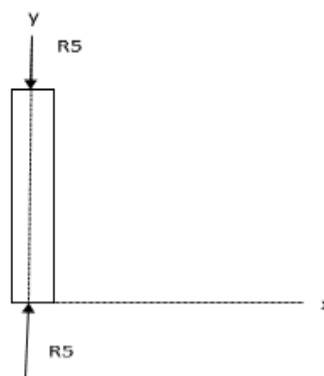


Figura 31: DLC de la columna que soportan el motor.

Fuente propia

Hallando el esfuerzo normal

$$\sigma_y = \frac{R_5}{A}$$

$$\sigma_y = \frac{36,7875}{A} \text{ de donde despejamos el \u00e1rea y se tiene:}$$

$$A = \frac{36,7875}{\sigma_y}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_y$$

Determinando la tension de Von Mises

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

Para un acero estructural AISI 1030 HR con $S_y = 260 \text{ Mpa}$ y un factor de seguridad (FS) igual a 5 se tiene

$$\sigma' = \frac{260 \times 10^6}{5} = 52 \text{ Mpa}$$

Encontramos el \u00e1rea

$$A = \frac{36,7875}{52 \times 10^6} = 7,0745 \times 10^{-7} \text{ m}^2 = 0,70745 \text{ mm}^2 = 0,0011 \text{ pulg}^2$$

De la tabla de perfiles L seleccionamos el perfil de similar \u00e1rea. Del anexo 7 el perfil adecuado es el 3/4x3/4x1/8, pero para darle rigidez asumimos 3/4x3/4x3/16 para el trabajo a realizar.

9.2.14. Dise\u00f1o de la plancha soporte de la zona de trabajo

Consideramos que sobre esta placa se encuentra el peso de las 2 chumaceras fijas y la fuerza de trabajo, la cual se distribuye de acuerdo al diagrama del cuerpo libre.

Peso de chumaceras 1 kg por cada chumacera

Carga de trabajo de 40 kg

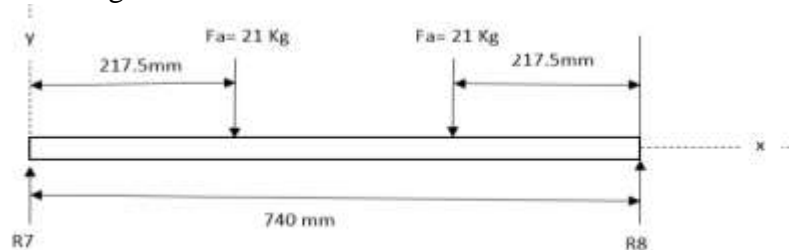


Figura 32: DLC de la plancha soporte de la zona de trabajo.

Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{\max} = 21 * 9,81 * 0,2175 = 44,81 \text{ N.m}$$

El momento de inercia para la sección es

$$I = \frac{0,460 * e^3}{12}$$

Luego el esfuerzo normal será

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} * c}{I} = \frac{44,81 * \frac{e}{2}}{\frac{0,460 * e^3}{12}} = \frac{584,48}{e^2}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Considerando un acero estructural 1030 HR, con un $S_y = 260 \text{ MPa}$ para un factor de seguridad de 4, encontramos la tensión de Von Misses como

$$\rho' = \frac{S_y}{FS} = \frac{260}{4} = 65 \text{ MPa}$$

Para encontrar el espesor se iguala esfuerzo normal con la tensión de Von Misses

$$65 * 10^6 = \frac{584,48}{e^2}, \text{ de donde se despeja para el espesor } e,$$

$$e = 0,002998 \text{ m} = 3 \text{ mm}$$

Del equilibrio encontramos las reacciones, aplicando la segunda condición equilibrio

$$\sum M = 0$$

$$R_8 (0,74) - F_a (0,2175) - F_b (0,74 - 0,2175) = 0$$

Reemplazando se obtiene

$$R_8 = \frac{21(9,81)(0,2175) + 21(9,81)(0,74 - 0,2175)}{0,74} = 206,01$$

Aplicando la otra condición de equilibrio de encuentra R_7

$$\sum F_y = 0$$

$$R_8 + R_7 = F_a + F_b \text{ de donde se tiene } R_7 = 206,01$$

Se consideran que estas fuerzas son las mismas tanto en la viga transversal como en la viga longitudinal de la zona de trabajo.

9.2.15. Diseño de la viga transversal de la zona de trabajo

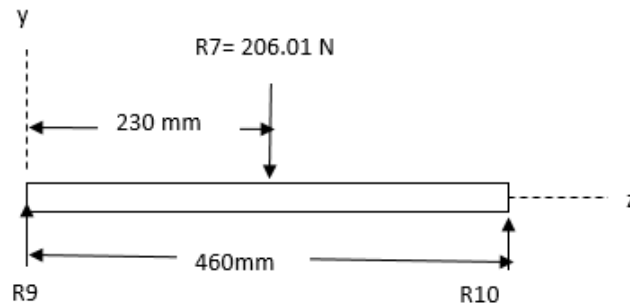


Figura 33: DLC de la viga transversal de la zona de trabajo.
Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{max} = 206,01 * 0,23 = 47,38 \text{ N.m}$$

El esfuerzo normal es

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I}$$

El modulo resistente a la flexion

$$W = \frac{I}{c}$$

Entonces

$$W = \frac{I}{c} = \frac{M_{max}}{\sigma_z} = \frac{47,38}{\sigma_z}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_z$$

Determinando la tension de Von Mises

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

Para un acero estructural AISI 1030 HR con $S_y = 260 \text{ Mpa}$ y un factor de seguridad (FS)

igual a 5 se tiene

$$\sigma' = \frac{260 \times 10^6}{5} = 52 \text{ Mpa}$$

Hallando W

$$W = \frac{47,38}{52 \cdot 10^6} = 9,1115 \cdot 10^{-7} m^3 = 9,11 \cdot 10^2 mm^3 = 0,0556 * pulg^3$$

Con este modulo seleccionamos el perfil adecuado . Se escoge

$$1\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4} \times \frac{3}{16}$$

Hallando las reacciones

$$R_9 = R_{10} = \frac{Q}{2} = 103,01 N.$$

Con esta reacciones nos permitirán calculas las columnas soportes de la zona de trabajo.

9.2.16. Diseño de la viga longitudinal de la zona de trabajo

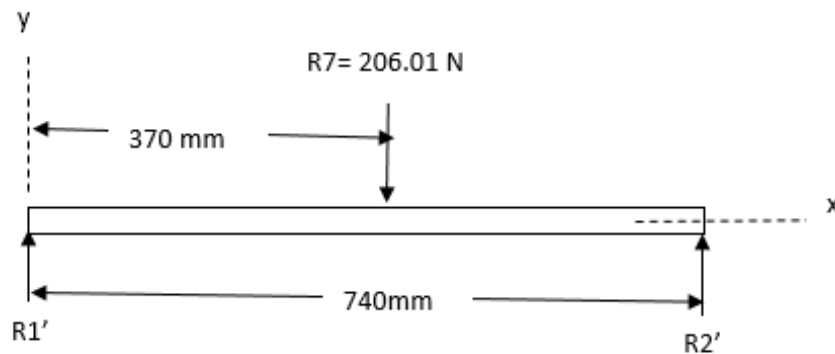


Figura 34: DLC de la viga longitudinal de la zona de trabajo.
Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{max} = 206,01 * 0,37 = 76,22 N.m$$

El esfuerzo normal es

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I}$$

El modulo resistente a la flexion

$$W = \frac{I}{c}$$

Entonces

$$W = \frac{I}{c} = \frac{M_{max}}{\sigma_x} = \frac{76,22}{\sigma_x}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Determinando la tension de Von Mises

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

Para un acero estructural AISI 1030 HR con $S_y = 260$ Mpa y un factor de seguridad (FS) igual a 5 se tiene

$$\sigma' = \frac{260 \times 10^6}{5} = 52 \text{ Mpa}$$

Hallando W

$$W = \frac{76,22}{52 \times 10^6} = 14,6577 \times 10^{-7} m^3 = 14,6577 * 10^2 mm^3 = 0,089456 * pulg^3$$

Con este modulo seleccionamos el perfil adecuado . Se escoge

$1\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$ según anexo 8.

9.2.17. Diseño de las columnas soporte zona de trabajo

Para diseñar las columnas soporte de la zona de trabajo consideramos que estas trabajan solo a tracción pura.

Haciendo el diagrama del cuerpo libre

La carga sobre estas columnas son las reacciones calculadas $R_9 = 103,01$ N

Haciendo el DCL correspondiente se tiene:

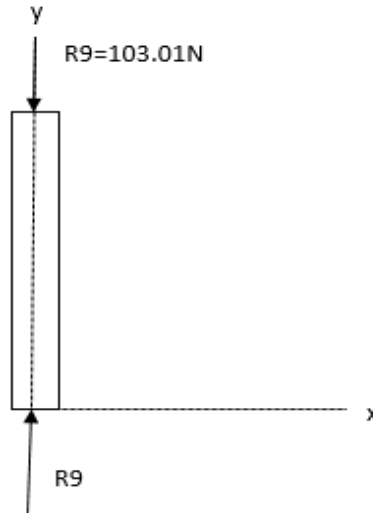


Figura 35: DLC de la columna que soportan la zona de trabajo.
Fuente propia

Hallando el esfuerzo normal

$$\sigma_y = \frac{R_5}{A}$$

$$\sigma_y = \frac{103,01}{A} \text{ de donde despejamos el \u00e1rea y se tiene:}$$

$$A = \frac{103,01}{\sigma_y}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_y$$

Determinando la tension de Von Mises

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

Para un acero estructural AISI 1030 HR con $S_y = 260 \text{ Mpa}$ y un factor de seguridad (FS)

igual a 5 se tiene

$$\sigma' = \frac{260 \times 10^6}{5} = 52 \text{ Mpa}$$

Encontramos el \u00e1rea

$$A = \frac{103,01}{52 \times 10^6} = 1,9809 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = 1,9809 \text{ mm}^2 = 0,0031 \text{ pulg}^2$$

De la tabla de perfiles L seleccionamos el perfil de similar área. Del anexo 8 el perfil adecuado es el 3/4x3/4x1/8, pero para darle rigidez asumimos 3/4x3/4x1/16 para el trabajo a realizar.

9.2.18. Diseño de la viga longitudinal que soporta la placa de soporte principal

Del diseño de la placa soporte principal se ha calculado las reacciones

$R_1 = R_2 = Q/2 = 196,2 \text{ N}$, estas fuerzas de reacción van a flexionar a la viga longitudinal principal de soporte de la placa.

Haciendo el DCL correspondiente se tiene:

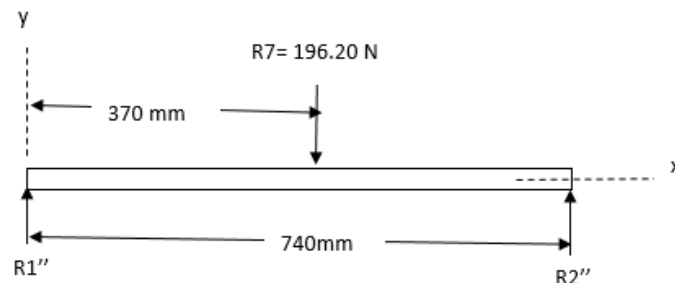


Figura 36: DLC de la viga longitudinal que soporta la placa de soporte principal.
Fuente propia

Hallando el momento máximo

$$M_{\max} = 196,2 * 0,37 = 72,594 \text{ N.m}$$

El esfuerzo normal es

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} * c}{I}$$

El modulo resistente a la flexion

$$W = \frac{I}{c}$$

Entonces

$$W = \frac{I}{c} = \frac{M_{max}}{\sigma_x} = \frac{72,594}{\sigma_x}$$

Aplicando el criterio de Von Misses

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}, \text{ luego se tiene}$$

$$\sigma' = \sigma_x$$

Determinando la tension de Von Mises

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

Para un acero estructural AISI 1030 HR con $S_y = 260$ Mpa y un factor de seguridad (FS) igual a 5 se tiene

$$\sigma' = \frac{260 \times 10^6}{5} = 52 \text{ Mpa}$$

Hallando el modulo resistente

$$W = \frac{72,594}{52 \times 10^6} = 1,396 * 10^{-6} \text{ m}^2 = 1,396 \text{ mm}^2 = 0,0021 \text{ pulg}^2$$

De la tabla de perfiles L seleccionamos el perfil de similar área. Del anexo 8 el perfil adecuado es el 1 ¼ x 1 ¼ x ¼. Perfil que por sus características darán rigidez a la estructura.

9.3. SIMULACIONES

Se ha simulado los componentes más importantes de la estructura de la maquina a través del software SOLIWORD, teniendo en cuenta que estos componentes se han diseñado con las dimensiones calculadas.

9.3.1. Eje principal

9.3.1.1. Forma de aplicación de la carga

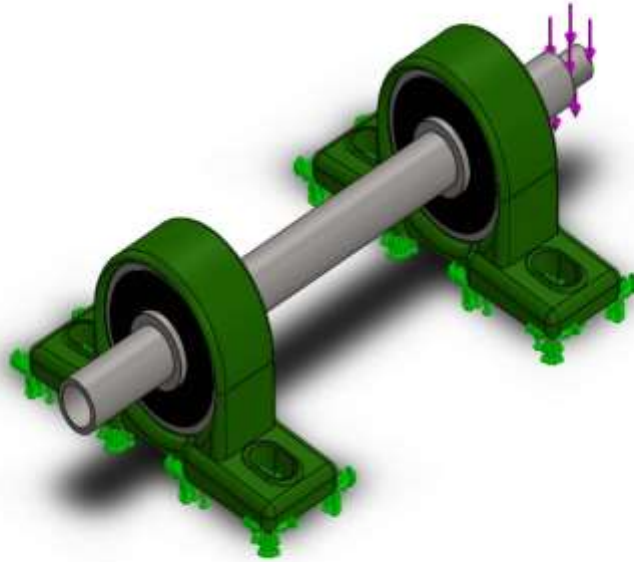


Figura 37: Forma de aplicación de carga en eje principal
Fuente propia

9.3.1.2. Información de malla

Tabla 5: DATOS DE CARACTERISTICAS DE LA MALLA DE EJE PRINCIPAL
Fuente propia

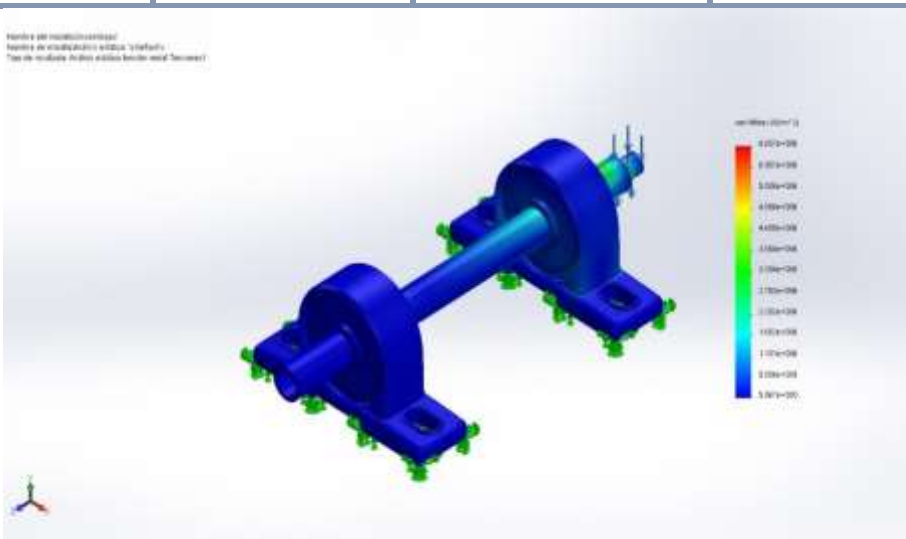
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.61952 mm
Tolerancia	0.280976 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Tabla 6: DATOS TECNICOS DE MALLA DE EJE PRINCIPAL
Fuente propia

Número total de nodos	62244
Número total de elementos	39254
Cociente máximo de aspecto	14.022
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	93.4
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0255
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	

9.3.1.3. Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	5.067e+000N/m ² Nodo: 10739	6.607e+006N/m ² Nodo: 10873



Ensamblaje2-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Figura 38: Esfuerzos de Von Mises en eje principal
(Fuente propia)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+000mm Nodo: 11640	1.505e+000mm Nodo: 752

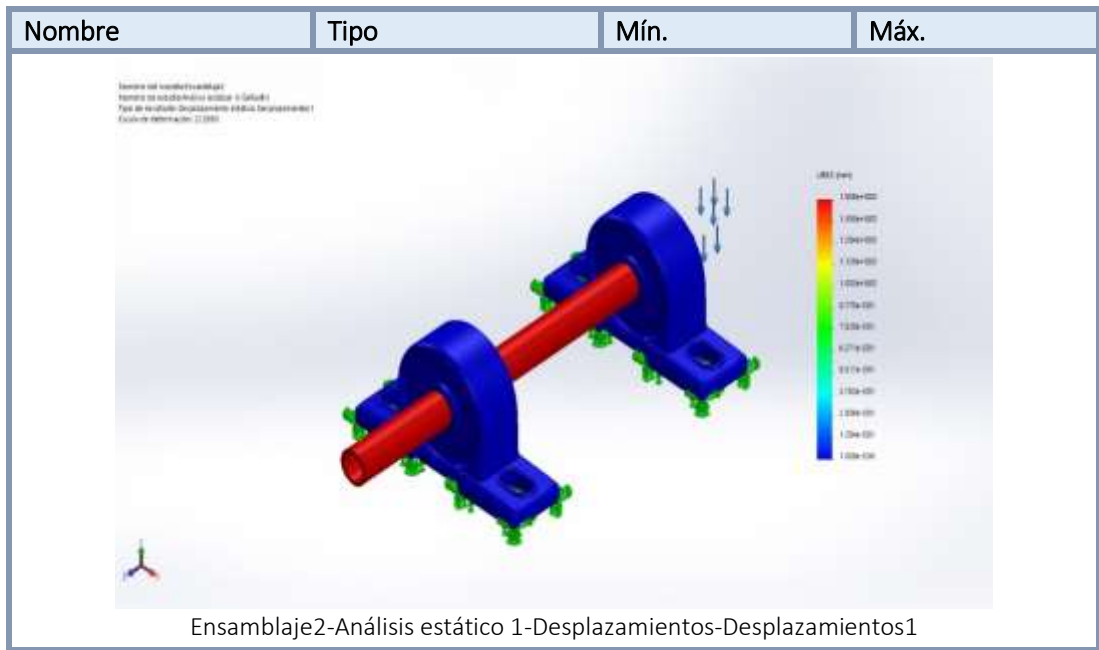


Figura 39: Desplazamientos del eje principal
(Fuente del autor)

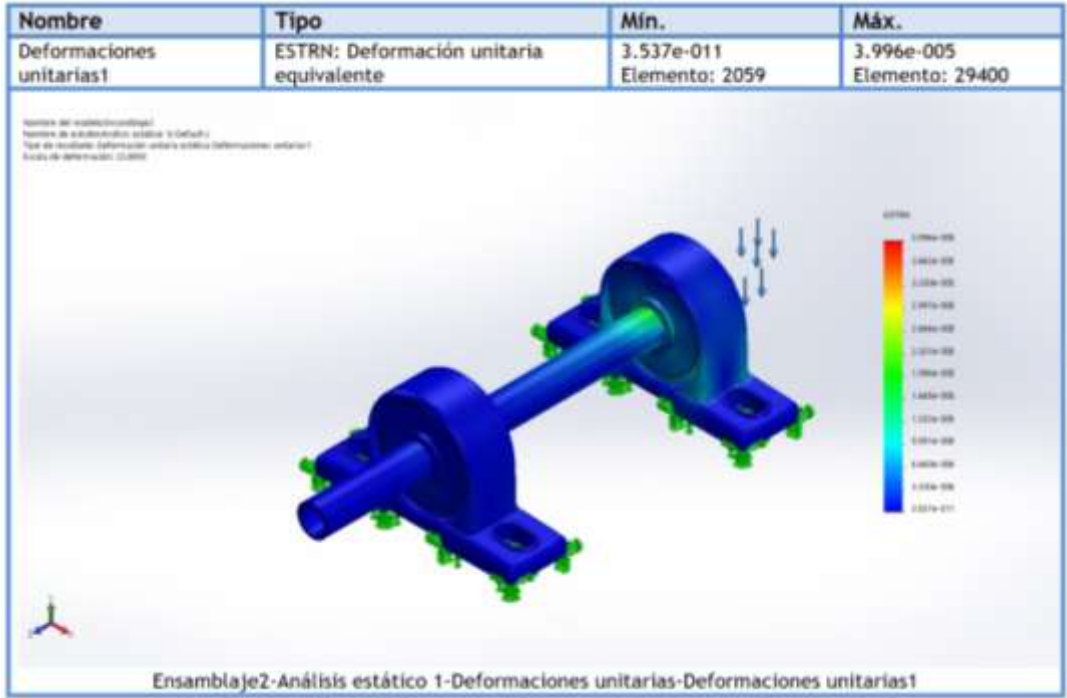


Figura 40: Deformaciones unitarias del eje principal
(Fuente del autor)

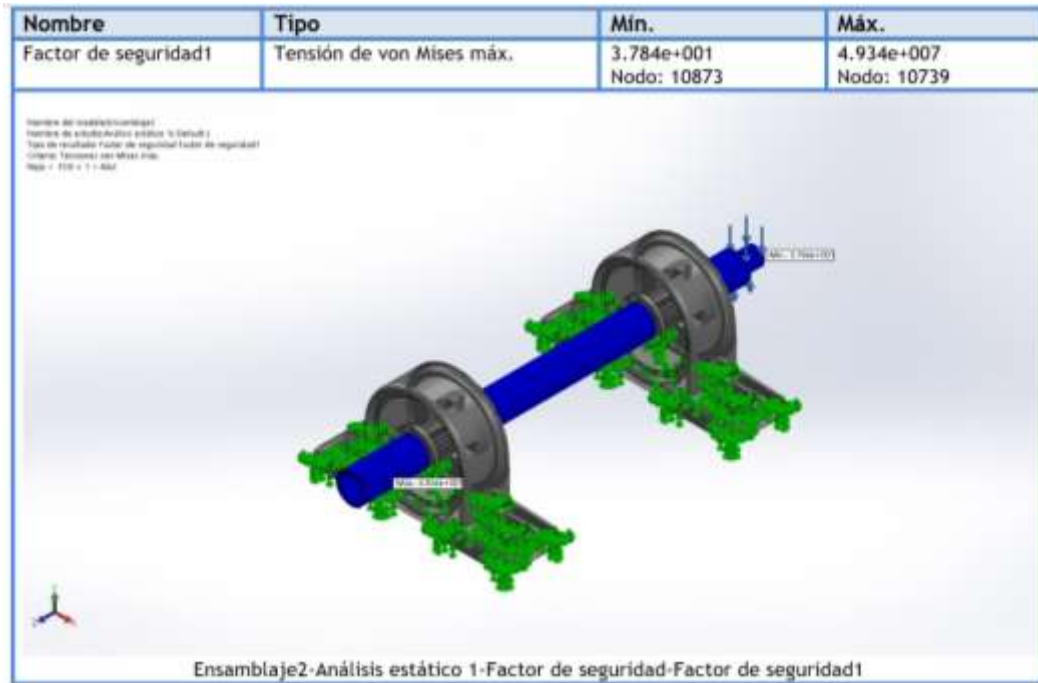


Figura 41: Factor de seguridad de eje principal según Von Mises
(Fuente del autor)

9.3.1.4. Conclusión

El diámetro del eje calculado y utilizado es funcional y no fallara debido a su alto grado en el factor de seguridad que se encuentra trabajando $FS = 38$

9.3.2. Placa fuerza

9.3.2.1. Forma de aplicación de la carga

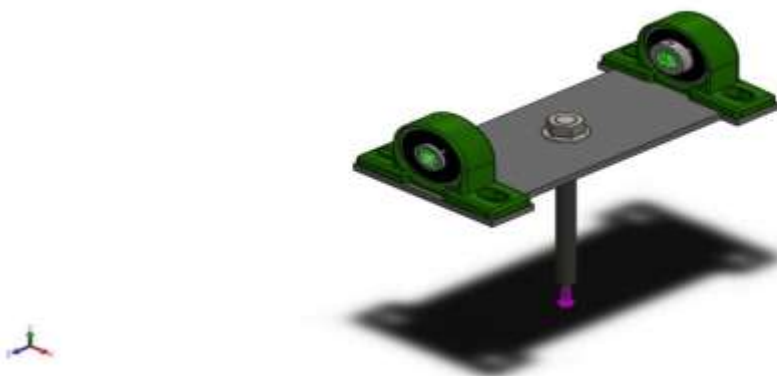


Figura 42: Forma de aplicación de la carga a la placa fuerza
(Fuente propia)

9.3.2.2. Información de malla

Tabla 7: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE PLACA FUERZA
Fuente propia

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.65851 mm
Tolerancia	0.282926 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Tabla 8: DATOS TECNICOS DE MALLA DE PLACA FUERZA
Fuente propia

Número total de nodos	89174
Número total de elementos	56018
Cociente máximo de aspecto	39.076
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	93.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.336
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:08
Nombre de computadora:	

9.3.2.3. Resultados del estudio

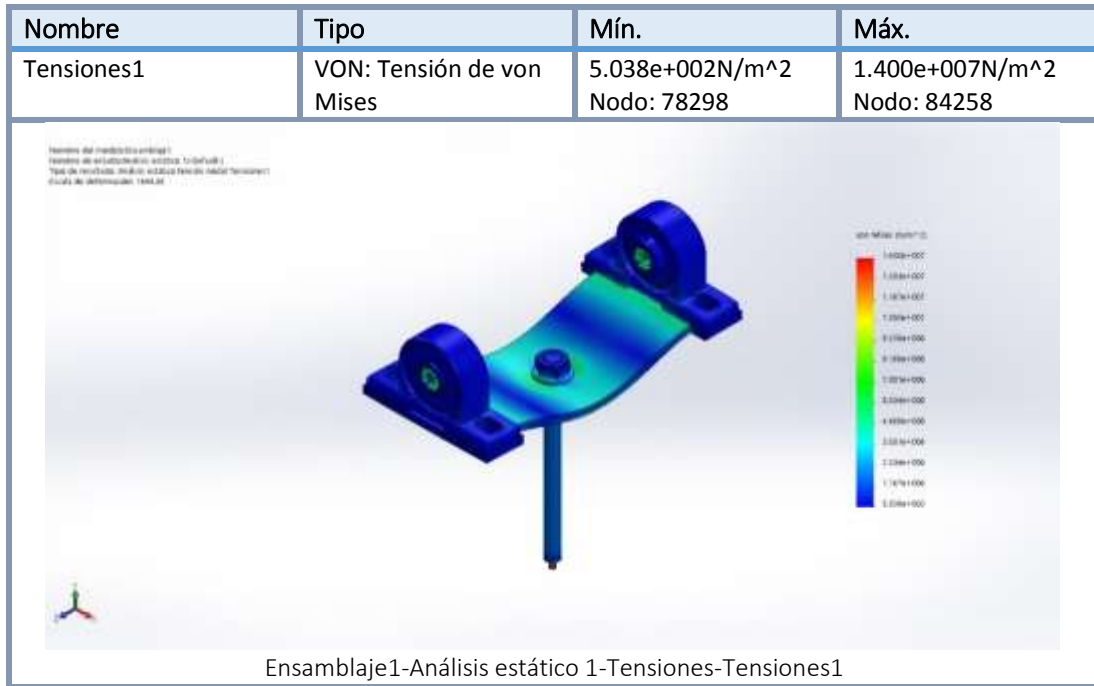


Figura 43: Forma de aplicación de la carga a la placa fuerza (Fuente propia)

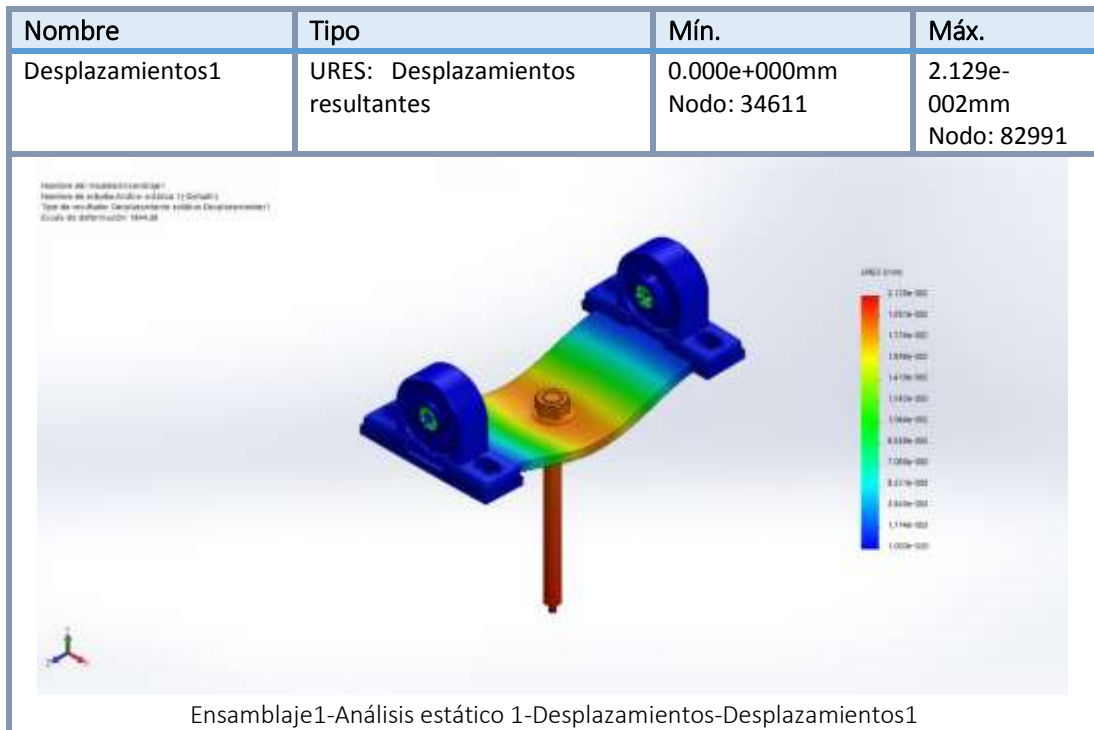


Figura 44: Forma de aplicación de la carga a la placa fuerza (Fuente propia)

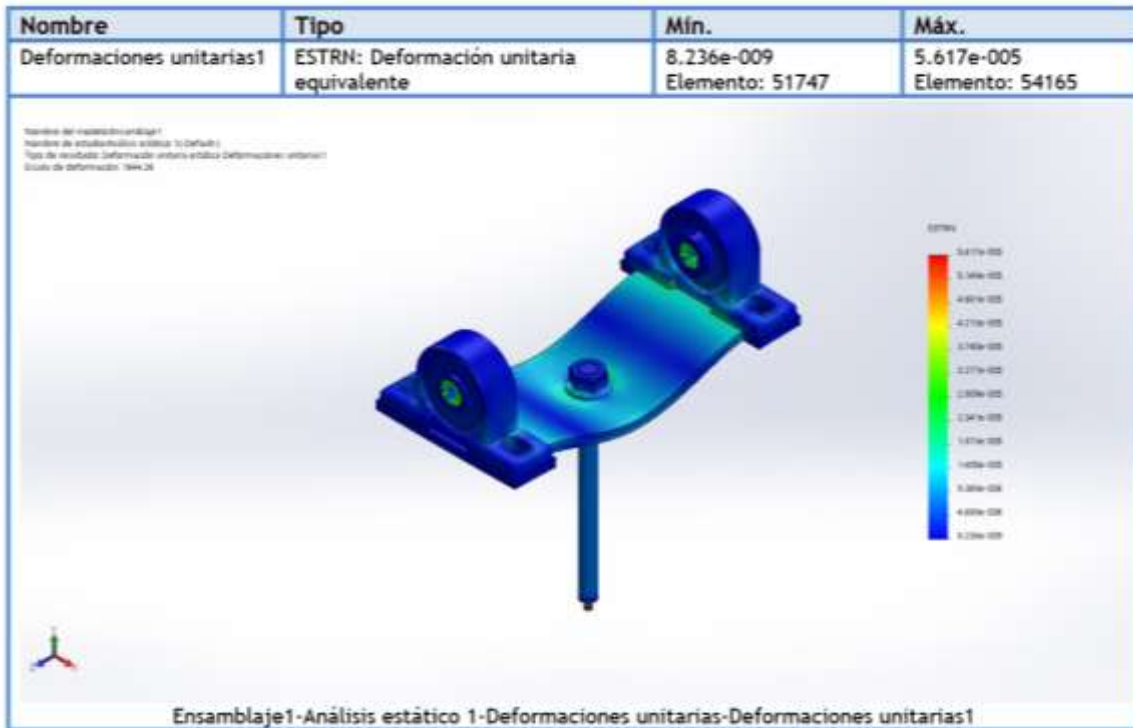


Figura 45: Deformaciones unitarias de la placa fuerza.
(Fuente propia)

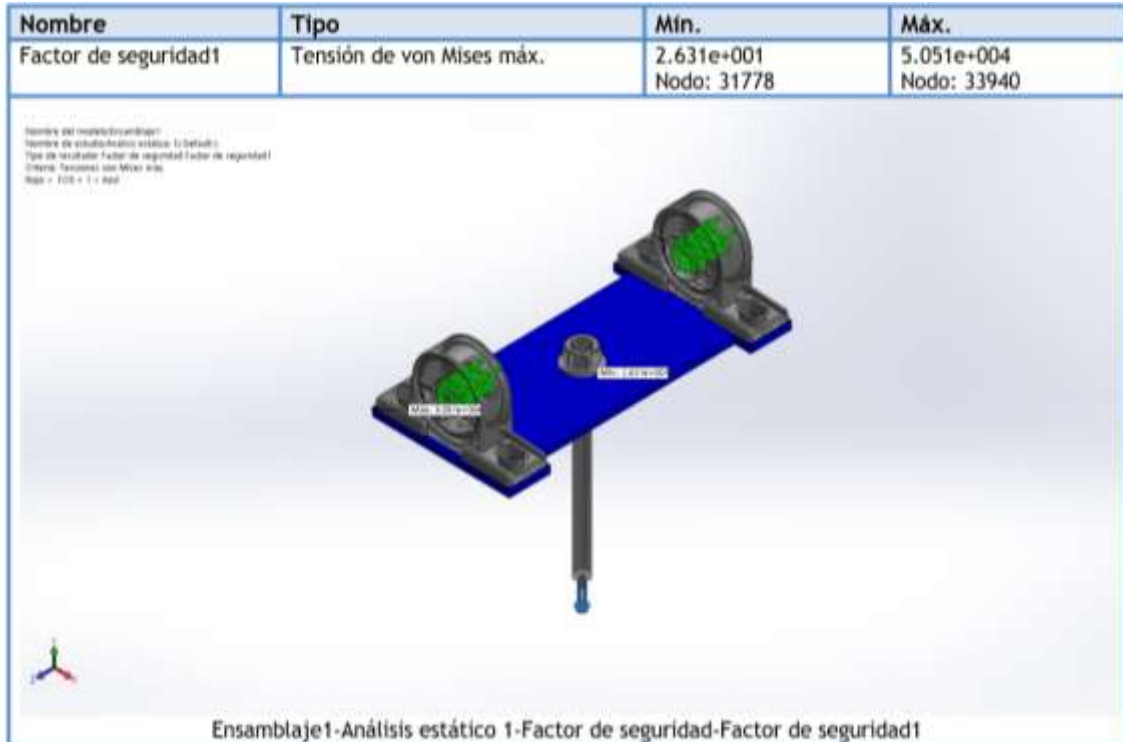


Figura 46: Factor de seguridad de la placa fuerza.
(Fuente propia)

9.3.2.4. Conclusión

El espesor de plancha calculado y utilizado es funcional, no fallara debido a su alto grado en el factor de seguridad que se encuentra trabajando $FS = 82$

9.3.3. Barra de carga (Eje roscado superior)

9.3.3.1. Forma de aplicación de la carga

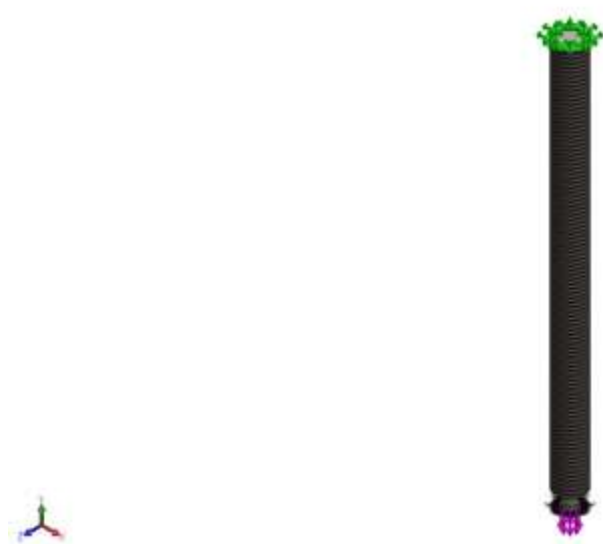


Figura 47: Forma de aplicación de la carga a la barra de carga
(Fuente propia)

9.3.3.2. Informacion de malla

Tabla 9: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE BARRA DE CARGA
Fuente propia

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	1.93695 mm
Tolerancia	0.0968474 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 10: DATOS TECNICOS DE MALLA DE BARRA DE CARGA

Fuente propia

Número total de nodos	65373
Número total de elementos	43574
Cociente máximo de aspecto	3.8289
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	

9.3.3.3. Resultados del estudio

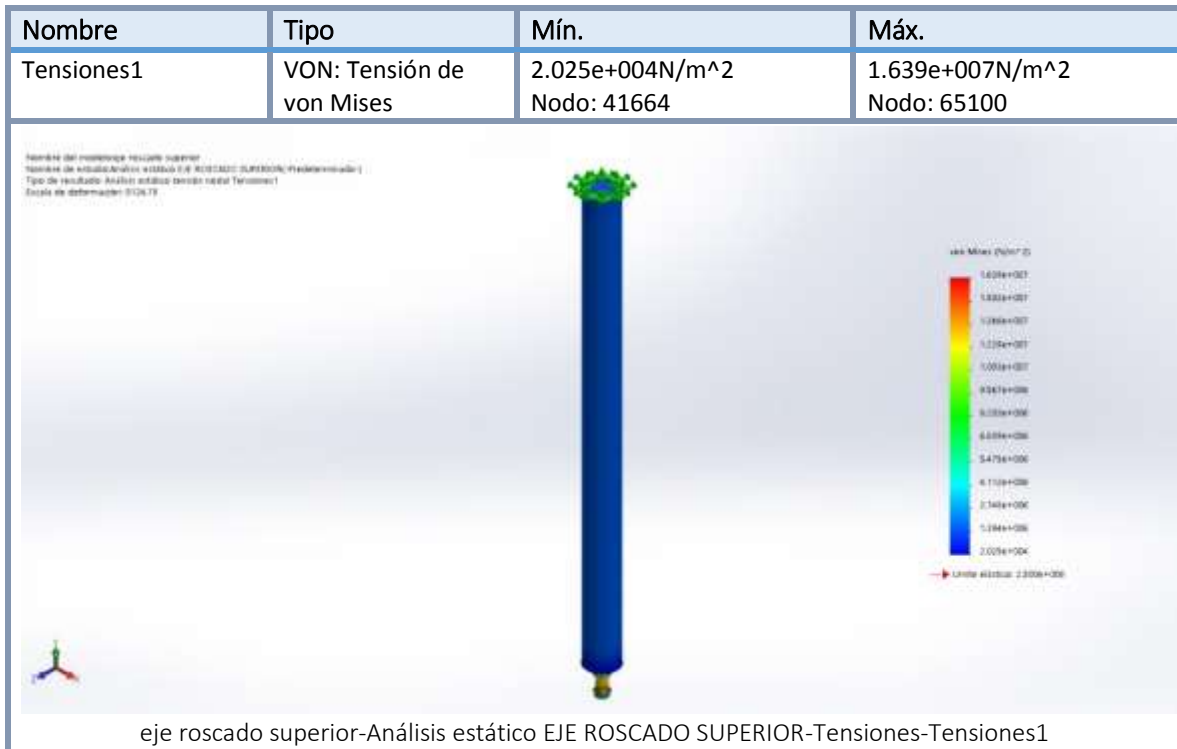


Figura 48: Deformaciones unitarias de la barra de carga (Fuente propia)

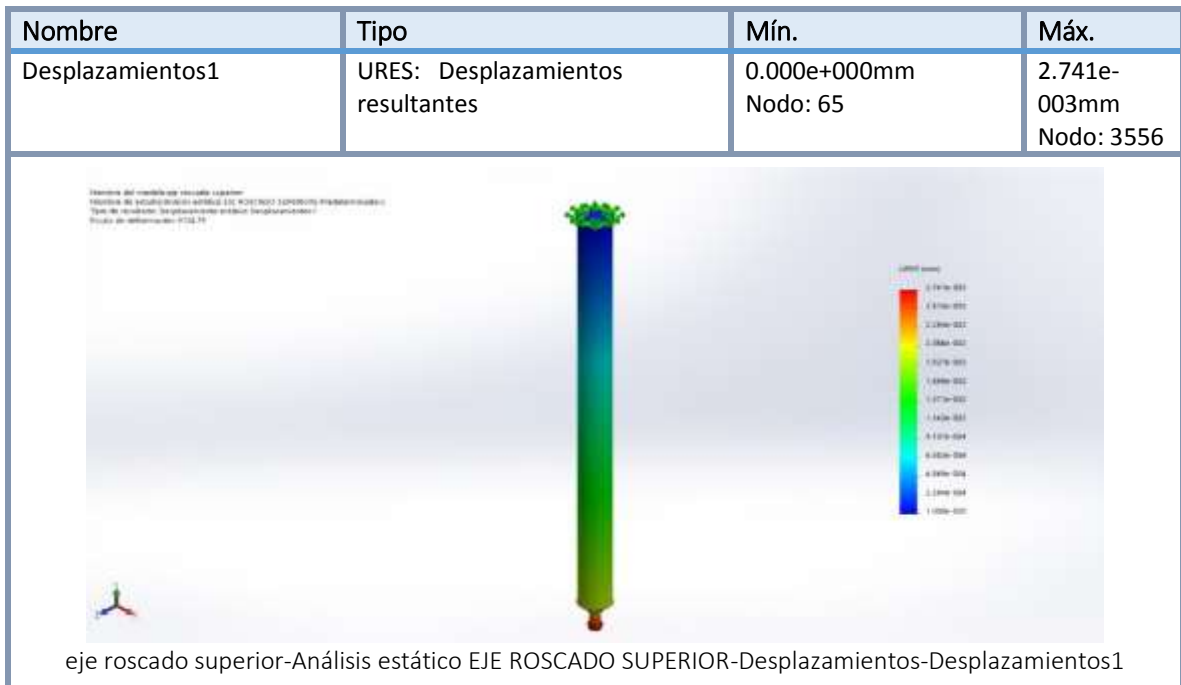


Figura 49: Desplazamiento de la barra de carga
(Fuente propia)

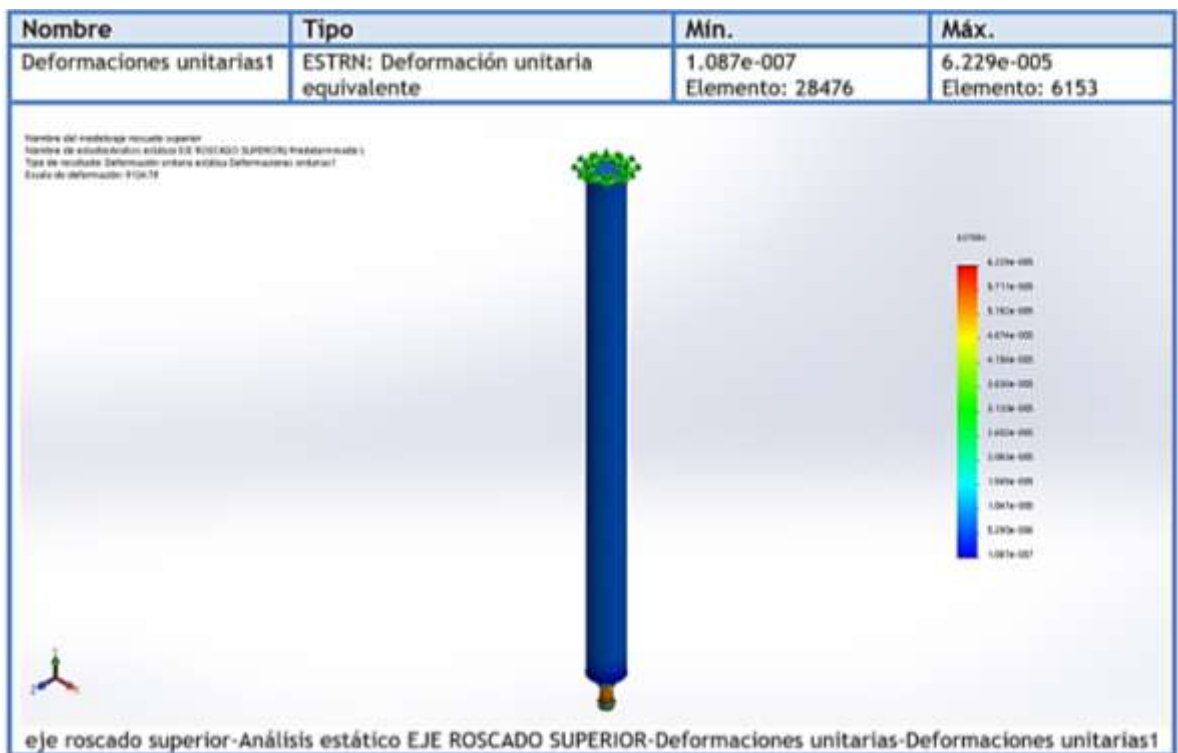
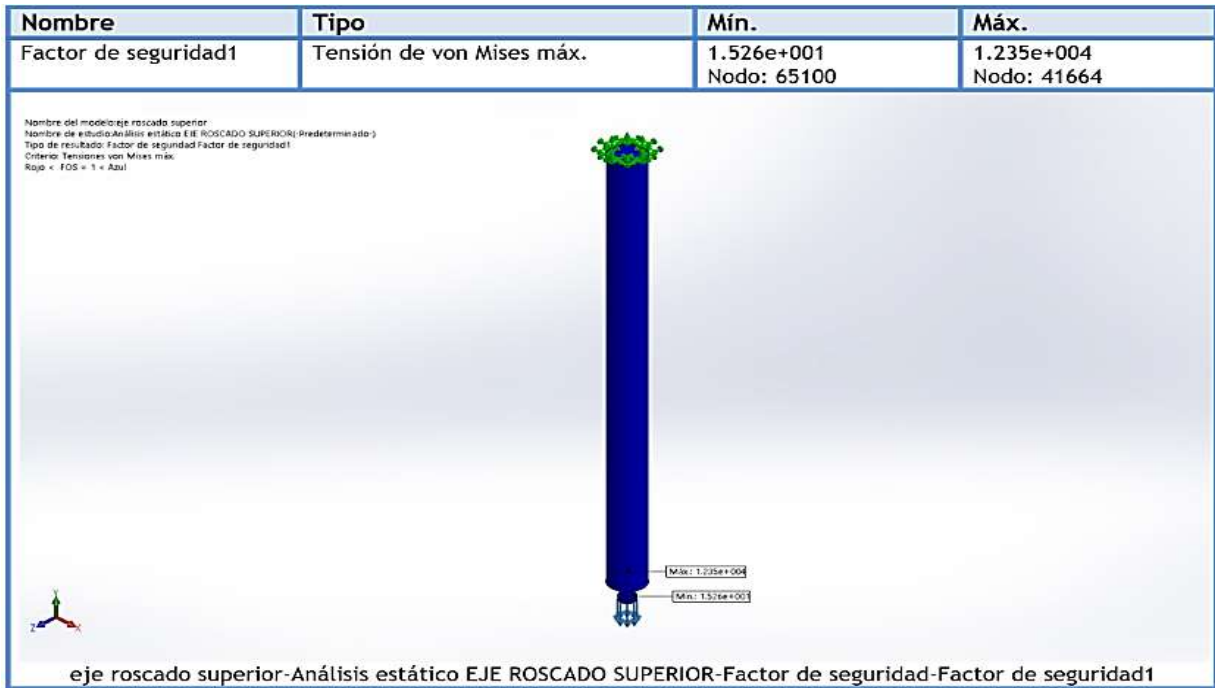


Figura 50: Deformaciones unitarias de la barra de carga
(Fuente propia)



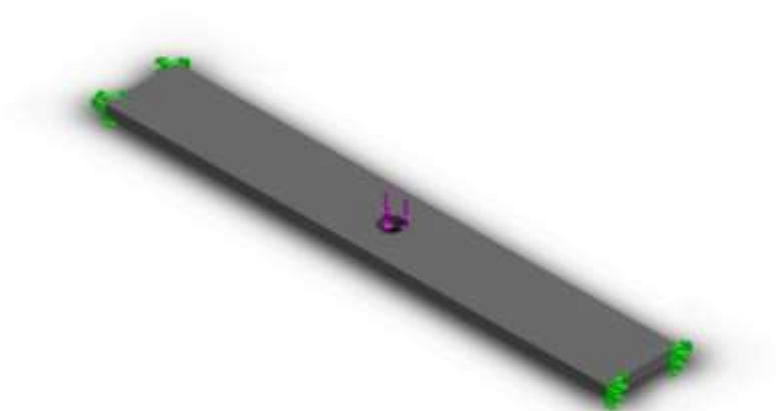
*Figura 51: Factor de seguridad de la barra de carga
(Fuente propia)*

9.3.3.4. Conclusión

El eje roscado soportara la carga que le aplicara, su factor de seguridad FS = 15.

9.3.4. Diseño de la placa soporte principal (platina)

9.3.4.1. Forma de aplicación de la carga



*Figura 52: Forma de aplicación a la carga a la placa soporte principal
(Fuente propia)*

9.3.4.2. Información de malla

Tabla 11: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE PLACA SOPORTE PRINCIPAL
Fuente propia

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	3.20776 mm
Tolerancia	0.160388 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 12: DATOS TECNICOS DE MALLA DE PLACA SOPORTE PRINCIPAL
Fuente propia

Número total de nodos	85760
Número total de elementos	54430
Cociente máximo de aspecto	3.8868
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	100
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:07
Nombre de computadora:	

9.3.4.3. Resultados del estudio

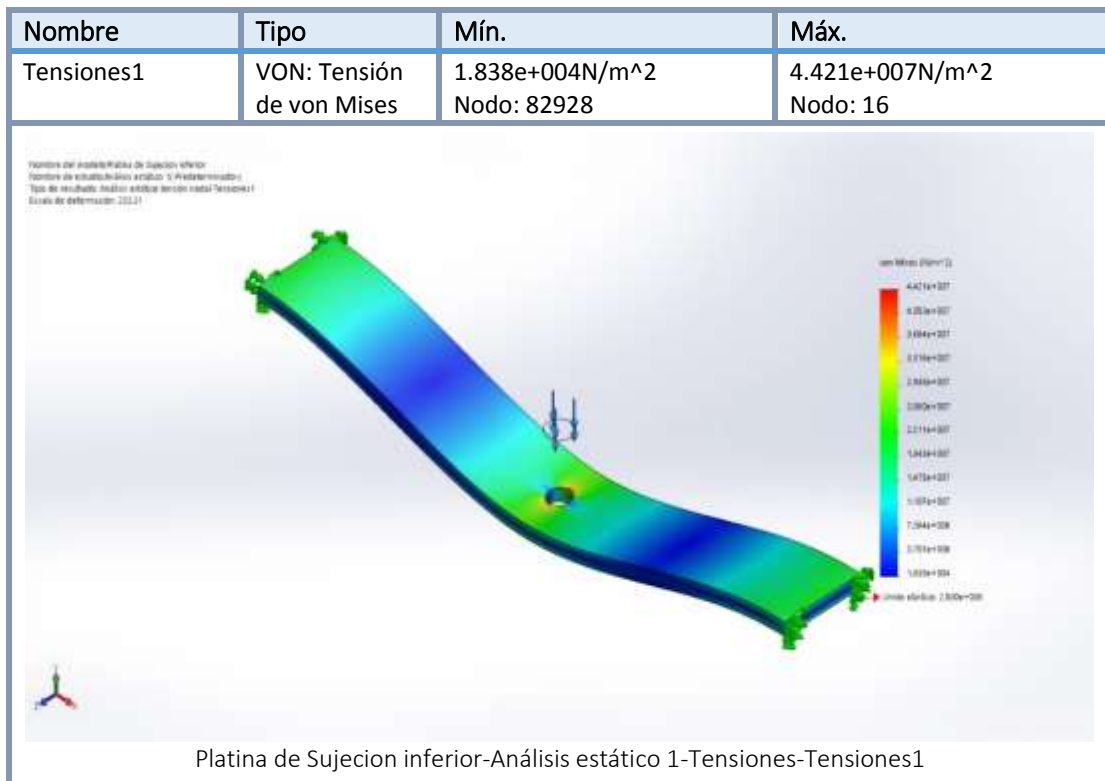


Figura 53: Esfuerzos de Von Misses la placa soporte principal (Fuente propia)

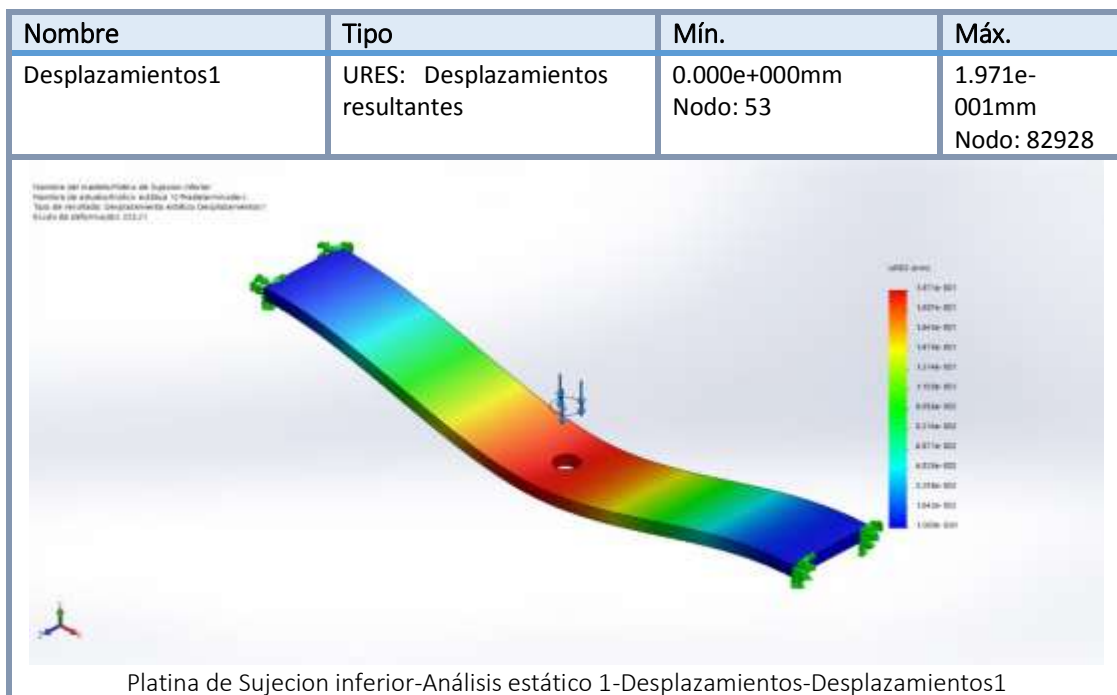


Figura 54: Desplazamiento de la placa soporte principal (Fuente propia)

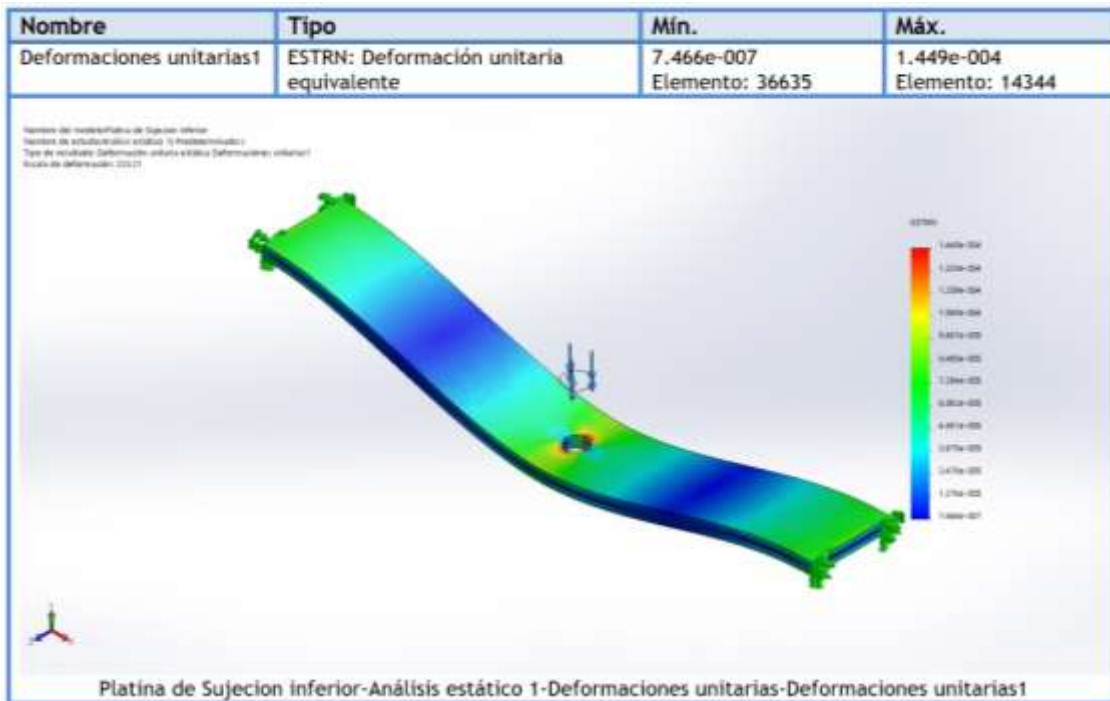


Figura 55: Deformación unitaria la placa soporte principal
(Fuente propia)

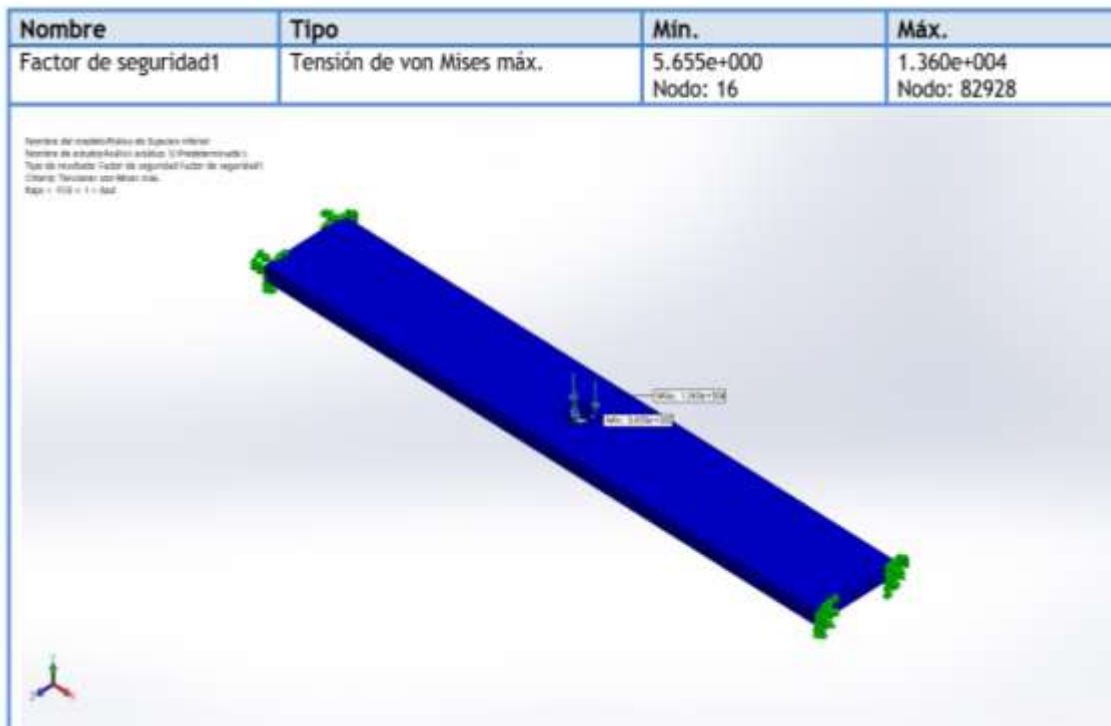


Figura 56: Factor de seguridad de la placa soporte principal
(Fuente propia)

9.3.4.4. Conclusión

La plancha soporte de la zona de trabajo con el espesor calculado, no falla su factor de seguridad $FS = 5.60$

9.3.5. Base de la maquina flexorotativa

9.3.5.1. Forma de aplicación de la carga

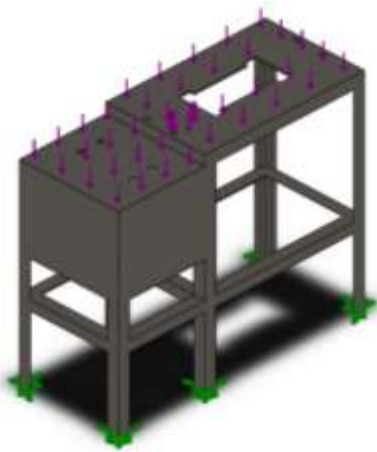


Figura 57: Forma de aplicación de la carga de la base de la maquina flexorotativa (Fuente propia)

9.3.5.2. Información de malla

Tabla 13: DATOS DE CARACTERISTICAS DE MALLA DE LA BASE DE MAQUINA Fuente propia

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	21.4053 mm
Tolerancia	1.07026 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 14: DATOS TECNICOS DE MALLA DE LA BASE DE MAQUINA
Fuente propia

Número total de nodos	244446
Número total de elementos	122835
Cociente máximo de aspecto	15.271
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	78.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0204
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:58
Nombre de computadora:	

9.3.5.3. Resultados del Estudio

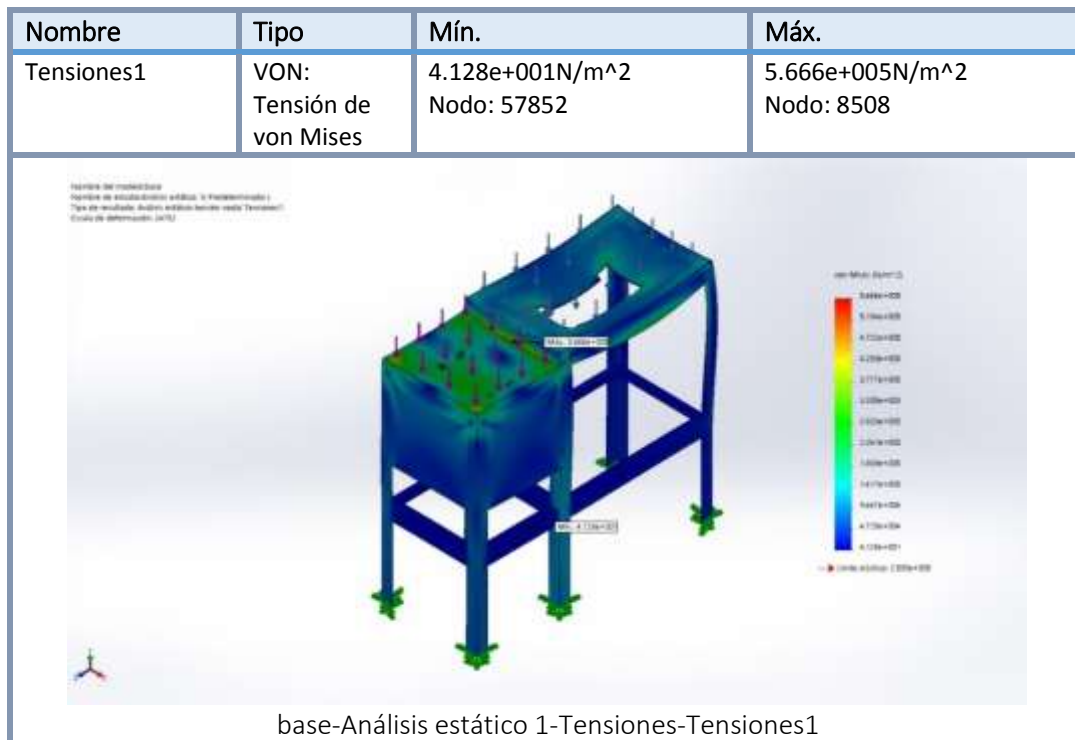


Figura 58: Esfuerzo de Von Misses la base de la maquina flexorotativa.
(Fuente propia)

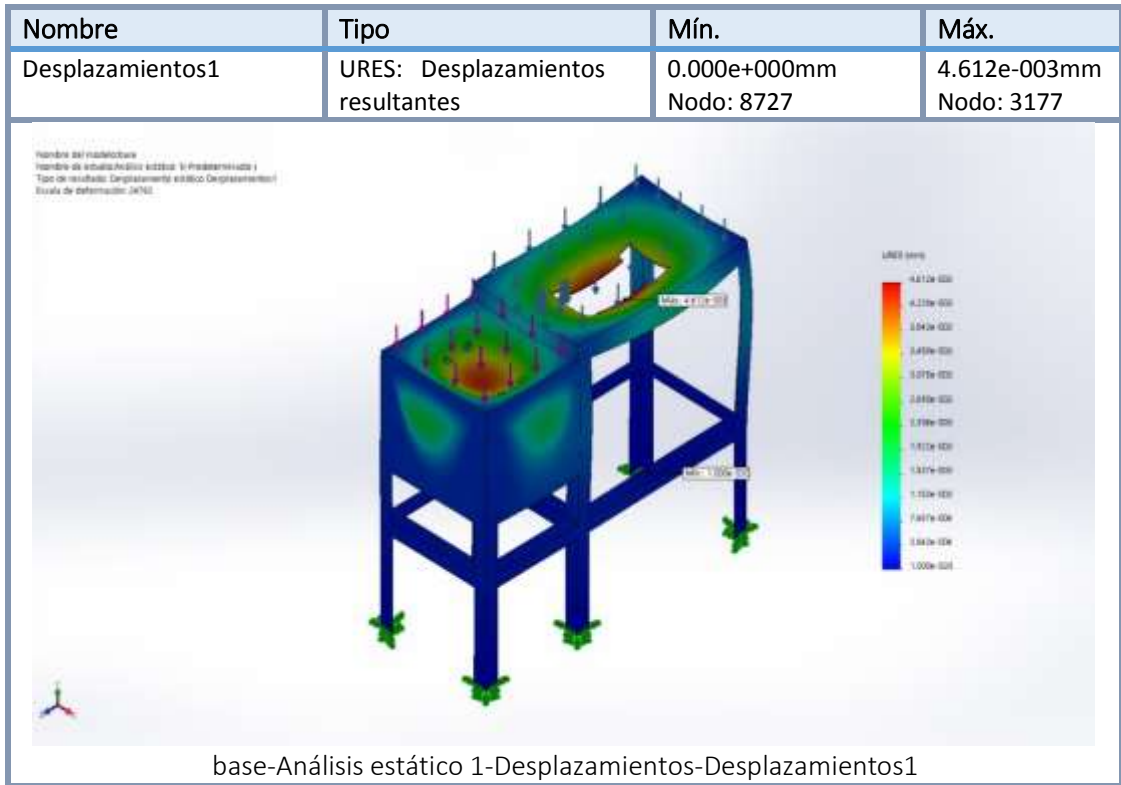


Figura 59: Desplazamientos a la base de la maquina flexorotativa
(Fuente propia)

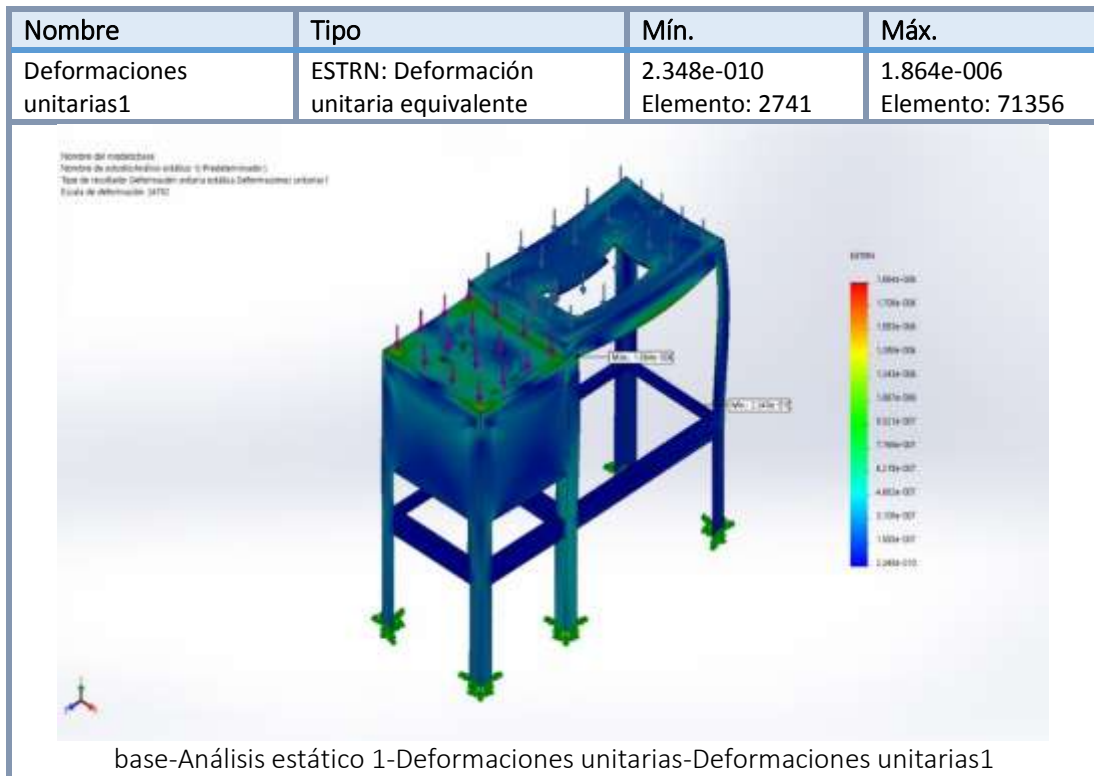


Figura 60: Deformaciones unitarias de la base de la maquina flexorotativa
(Fuente del autor)

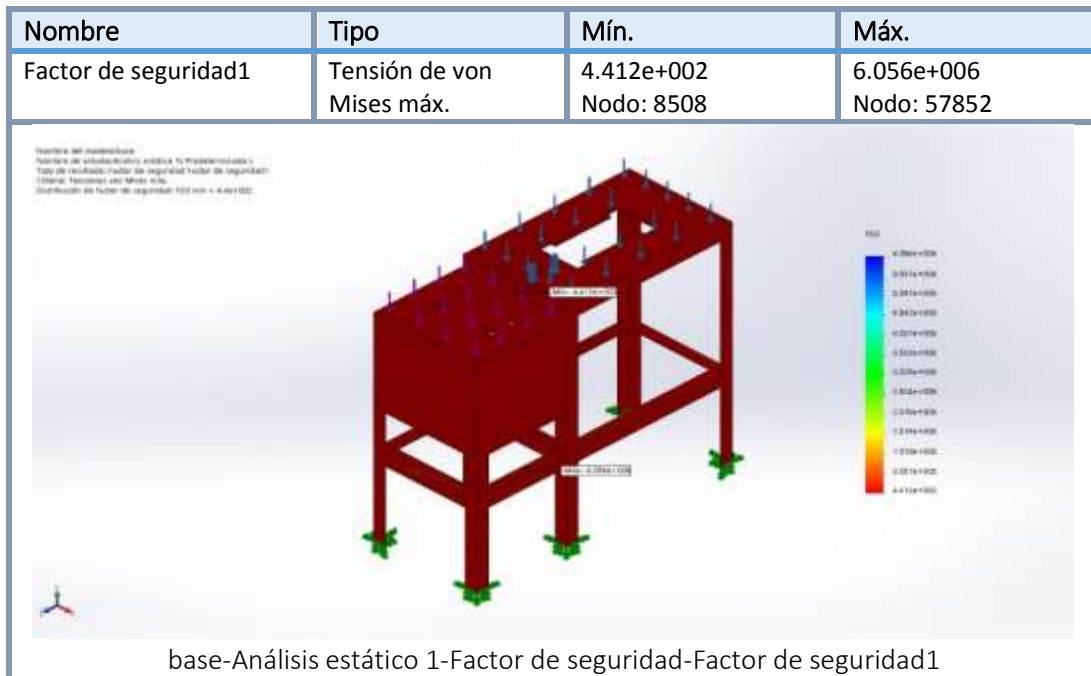


Figura 61: Factor de seguridad de la base de la maquina flexorotativa (Fuente propia)

9.3.5.4. Conclusión

En general la base de la maquina flexorotativa construida de un perfil angular L de $1\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$, nos garantiza un factor de seguridad bastante alto. No se toma la carga de aplicación de 40 Kg.

9.3.6. Máquina flexo rotativa

9.3.6.1. Forma de aplicación de la carga

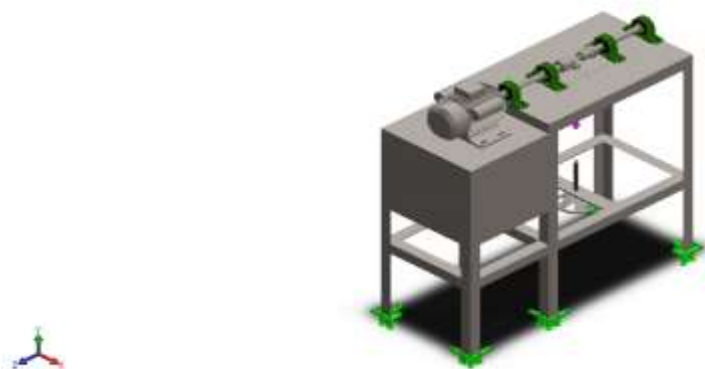


Figura 62: Forma de aplicación de la carga de la maquina flexorotativa en conjunto (Fuente propia)

9.3.6.2. Información de malla

Tabla 15: DATOS DE CARACTERISTICAS DE LA MALLA DE MAQUINA FLEXO
Fuente propia

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	8.99488 mm
Tamaño mínimo del elemento	1.79898 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Tabla 16: DATOS TECNICOS DE MALLA DE MAQUINA FLEXO ROTATIVA
Fuente propia

Número total de nodos	758052
Número total de elementos	428311
Cociente máximo de aspecto	2330.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	77.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.79
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:02
Nombre de computadora:	

9.3.6.3. Resultados del estudio

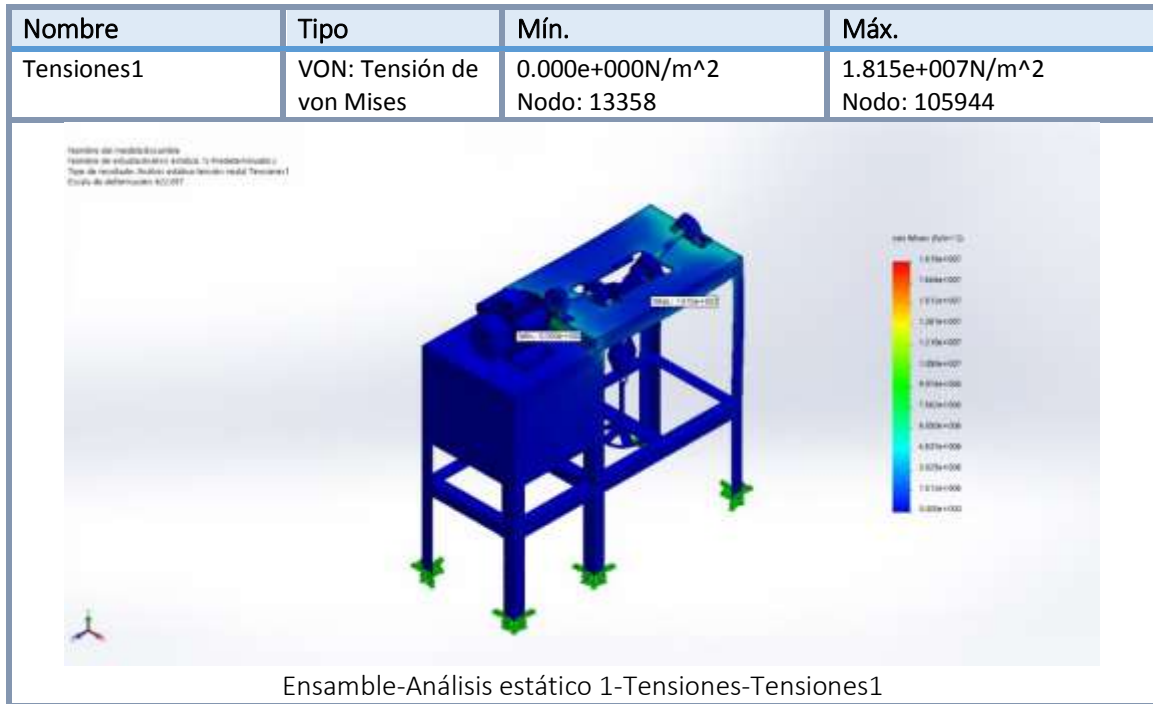


Figura 63: Esfuerzos de Von Mises de la maquina flexorotativa en conjunto (Fuente propia)

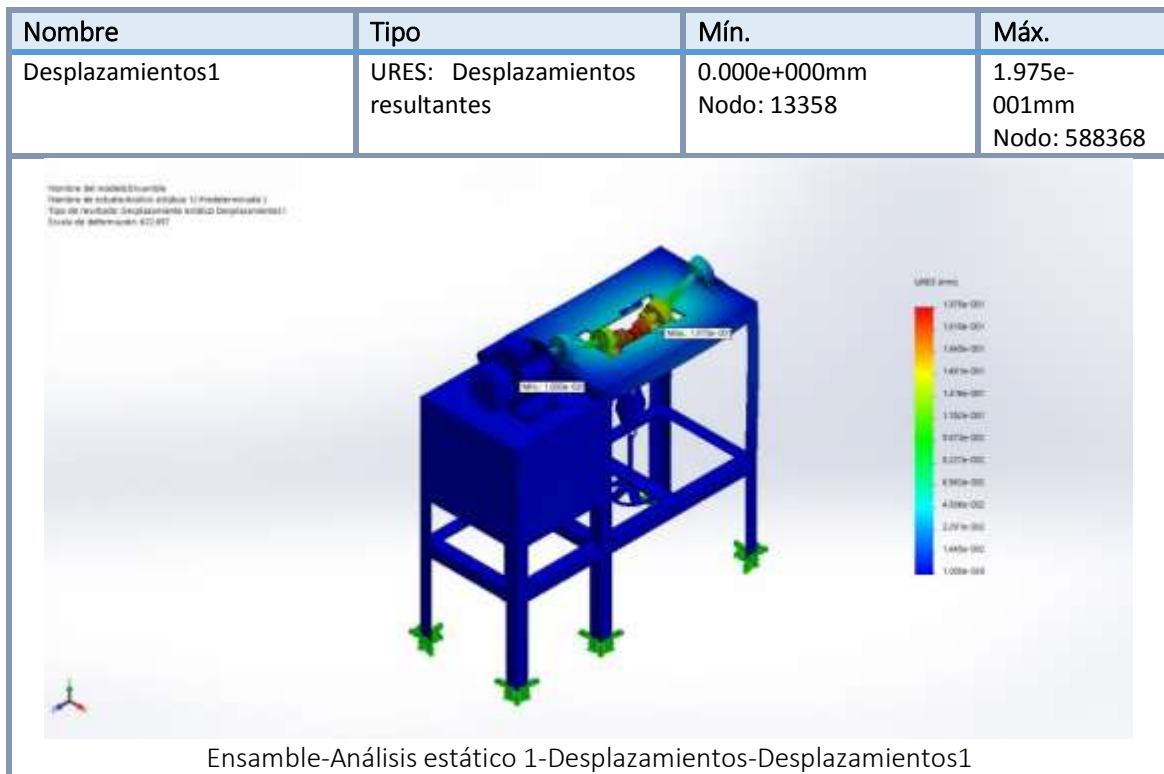


Figura 64: Desplazamientos de la maquina flexorotativa en conjunto (Fuente del autor)

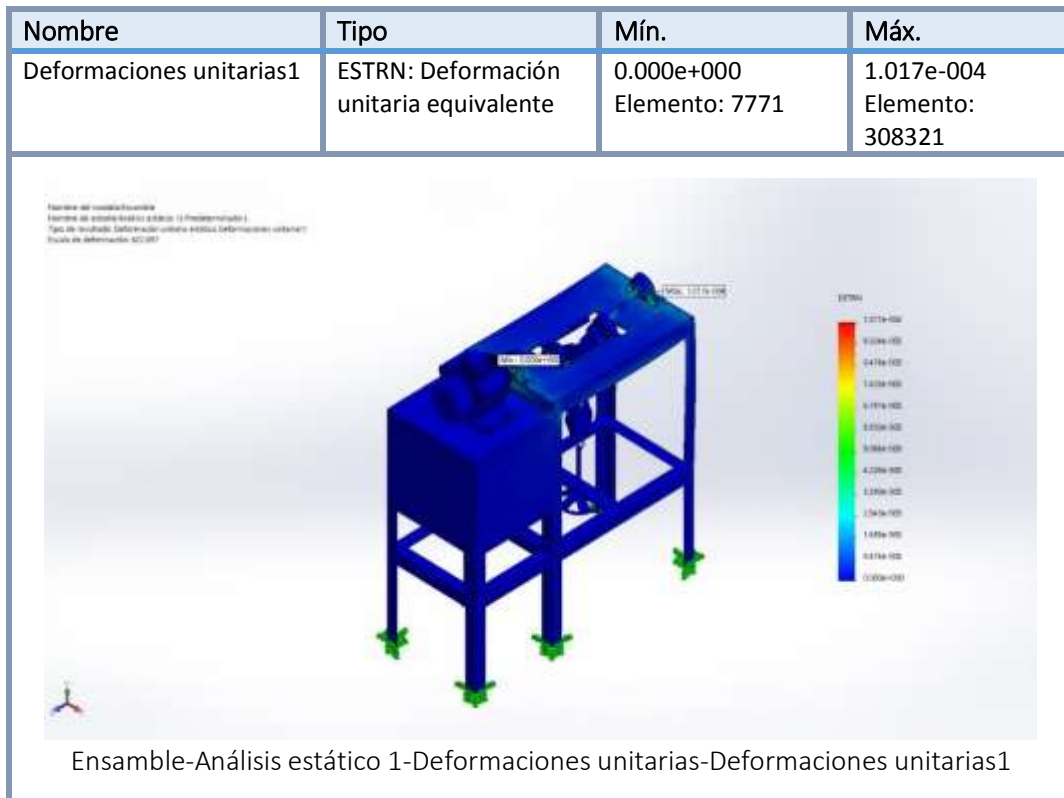


Figura 65: Deformación unitaria de la maquina flexorotativa en conjunto
(Fuente del autor)

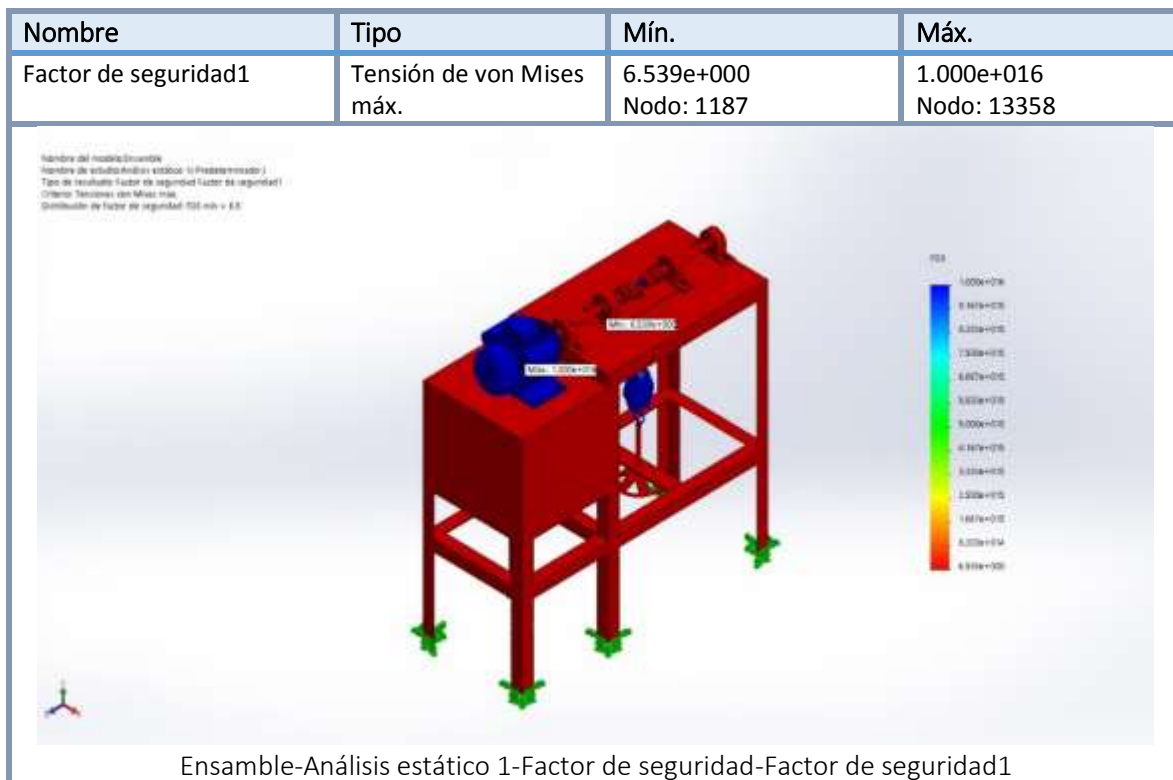


Figura 66: Factor de seguridad de la maquina flexorotativa en conjunto
(Fuente del autor)

9.3.6.4. Conclusión

La máquina completa bajo carga de trabajo en general no falla, mantiene un factor de seguridad mínimo de 6.5 bajo condiciones de trabajo

9.4.DISCUSION DE RESULTADOS

- ✓ El trabajo desarrollado de diseño y construcción de una máquina para ensayo de fatiga flexorotativa, se ha diseñado bajo la misma norma ASTM E466, similar con la investigación de Rosso Talaigua – Collogo Bello, pero, estas se diferencian en la forma de la aplicación de la carga. Con respecto a la aplicación de la carga en la probeta podemos decir que esta trabaja a fatiga en flexión entre apoyos en forma similar a máquina diseñada por Di Brico - Mollerach, mientras que en la máquina de Rosso Talaigua – Collogo Bello se considera que la probeta trabaja como una viga en voladizo generándose momentos de flexión muy diferentes ,
- ✓ Con respecto al eje principal el esfuerzo determinado por la simulación representa el 25.9% del evaluado teóricamente, esto en gran parte se debe a la forma de aplicación de la carga y repercute en el factor de seguridad que según la simulación representa un valor, alrededor del 237.4%.
- ✓ La placa fuerza es otro elemento principal en la estructura siendo el valor simulado del esfuerzo de 63,6% del determinado teóricamente. Con respecto a la deformación representa el 6,25% de la deformación calculada y factor de seguridad representa un 112.9% del evaluado.
- ✓ La simulación de la máquina cargada y completa bajo carga estática, el esfuerzo máximo es de 18. 15 Mpa y con un factor de seguridad de 6.5 y con una deformación en la estructura 0.19 mm, lo cual garantiza que esta no debe fallar cuando trabaje.
- ✓ Los parámetros de operación de la máquina que se han obtenido, potencia de 0.5 hp y el número de revoluciones de 1800 son muy diferentes con las investigaciones de Rosso Talaigua – Collogo Bello que el motor trabaja de 3600 rpm, Di Brico - Mollerach el motor trabaja a 3000 rpm, potencia de 0.75 hp y Mendoza Vilchis con velocidad variable hasta 10000 rpm.
- ✓ La carga de trabajo de 20 kg para la aplicación de la probeta es mucho menor a la carga de trabajo de la investigación de Rosso Talaigua – Collogo Bello que esta por los 65 kg.

- ✓ La investigación desarrollada aplica el método de esfuerzo vida, el momento máximo de carga aplicada es de 39.142 N.m. mientras que Mendoza Vilchis en su investigación el momento aplicado varía entre 5 -25 N.m.
- ✓ Para acoplar del motor al semieje contiguo, Di Brico y Mollerach utiliza un acoplamiento elástico de ejes GUMMI tipo "A" o TUPAC tipo "T" para una velocidad máxima de giro de 6000 rpm y deflexión angular máxima de 2 grados. Mientras que en la investigación el acople es semiflexible eligiéndose el L095 de la marca Lovejoy el cual garantiza una desalineación angular máxima de 1°.
- ✓ El sistema de calefacción alcanza una temperatura máxima de 800 °C en su cámara térmica, con una variación +- 5° C en la investigación de Mendoza Vilchis, considerando como temperatura de trabajo de 400° C y 4500 rpm, mientras que en el trabajo desarrollado la temperatura de trabajo es la ambiental y a 1800 rpm.

XI. CONCLUSIONES

- ✓ Se identificó que para el estudio de la fatiga de los materiales existen máquinas para esfuerzos axiales, máquinas de flexión rotativas en ménsula o entre apoyos y máquinas de flexiones planas que dependen de la forma de aplicación de la carga. Para el proyecto se consideró una máquina de flexión rotativa entre apoyos similar a la de Maquina Sondericker, selección basada porque estas máquinas generan un momento de flexión constante en toda la longitud de la probeta y la carga se puede ir graduando similar a un tornillo de potencia.
- ✓ Se determinó que la carga de trabajo para el ensayo a la fatiga debe ser 40 kg para probetas de 7,5 mm de diámetro según la ASTM E606 y la ISO 1143. La potencia requerida para el ensayo debe ser de 0,5 Hp, el tipo de acoplamiento entre el motor y el eje debe ser semiflexible eligiéndose el L095 de la marca Lovejoy el cual garantiza una desalineación angular máxima de 1° y una capacidad de carga de 5,11 kW. El diámetro del eje debe ser de 25mm que garantiza un factor de seguridad de 7 y 11 bajo carga estática y dinámica respectivamente, las chumaceras para este tipo pedestal de la marca SKF serie SY 25 FM.
- ✓ Se aplicó el SOFTWARE SOLIDWORKS para simular la deformación estática de la máquina completa y calcular el factor de seguridad, para lo cual se utilizó un tipo de malla sólida, % de elementos cuyo cociente de aspecto < 3 fue 77,8 y % de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10 fue de 1,79. El factor de seguridad obtenido en esta simulación fue de 6,5 para la máquina. Para el eje principal se utilizó un tipo de malla sólida, % de elementos cuyo cociente de aspecto < 3 fue 93,4 y % de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10 fue de 0,0255. El factor de seguridad fue de 38, mientras que los evaluados en forma teórica bajo carga estática fue de 11 y en carga dinámica fue de 6.67.
- ✓ Se diseñó y construyó la maquina flexorativa que permitirá a los estudiantes de la UNT sede Valle Jequetepeque estudiar la resistencia a la fatiga de los materiales bajo el método de método de esfuerzo vida, la cual analiza la falla del material sometida a un determinado esfuerzo durante un numero de ciclos. Se construyó la maquina utilizando un acero estructural AISI, con perfiles en L de 1/4X1/4x 3/16 para la bancada, ejes de

acero estructural, base estructural y placas de fuerzas de planchas de 9 mm, las cuales nos garantizan factores de seguridad altos.

11.1 RECOMENDACIONES

El acoplamiento debe garantizar un máximo agarre entre el eje y el motor, es por ello que es necesario utilizar el acople semiflexible seleccionado. Por necesidad en el proyecto se ha adaptado un perno pasante que debido al juego no garantiza que no existan vibraciones.

La vibración que se puedan presentar en su funcionamiento se deberá en principio a la desalineación de los ejes que puedan tener en su montaje, es por ello que es necesario utilizar equipos para su verificación antes de su funcionamiento.

XII. BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Tobón Tobón. “Formación basada en competencias”. [En línea] Disponible en: <https://www.uv.mx/psicologia/files/2015/07/Tobon-S>.
- [2] R. G. Budynas y J. K. Nisbett. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A. DE C.V. Octava Edición., México D.F, 2008.
- [3] C. M. Rosso Talaigua y D. J. Collogo Bello, “Diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga bajo la norma ASTM E466 para el laboratorio de materiales y procesos de la Universidad de Córdoba”, tesis de pregrado, Universidad de Córdoba, Argentina, 2017.
- [4] M. Di Brico y C. Mollerach, “Máquina de ensayo de fatiga tipo Schenck”, tesis de pregrado, Instituto Tecnológico de Buenos Aires, Argentina, 2015.
- [5] A. R. Mendoza Vilchis, “Diseño, fabricación y validación de una máquina para realizar ensayos de fatiga a altas temperaturas”, tesis de Maestría, Instituto Politécnico Nacional, Zacatenco, México. 2017.
- [6] R. M. Siza Simbaña y D. M. Chango Moreta, “Diseño y construcción de una máquina para realizar ensayos de por flexión rotativa utilizando un PC”, tesis de pregrado, Escuela politécnica del ejército extensión Lacatunga, Ecuador, 2012.
- [7] R. L. Mott. *Diseño de elementos de máquinas*. Editorial PEARSON EDUCACION. Cuarta Edición. México, 2006.
- [8] A. Rodríguez, “Consideraciones sobre el crecimiento de la grieta por fatiga en materiales de ingeniería”, [En línea] Disponible en: <https://www.Monografías.com/trabajos82/crecimiento-grieta-fatiga-mateiales-ingenieria/>
- [9] C.E. Simbaña Castañeda, “Estudio de fatiga en ciclos altos en el acero AISI 1045 para determinar la ocurrencia de falla cumpliendo normas ASTM E-606, tesis de pregrado, Universidad Técnica de Ambato, Ambato, Ecuador, 2012
- [10] SKF, “Catálogo General SKF”, Suecia, 2006.
- [11] INTERNATIONAL STANDARD, Metallic materials- rotating bar bending fatigue testing, ISO 1143, 2010 (E)
- [12] ASTM, Práctica estándar para la realización de la fuerza axial controlada amplitud constante, E466- 96.
- [13] RENOLD, “Catálogo Industrial Acoplamiento RB y PM”, [En línea] Disponible en: <https://docplayer.es/5621250-Catalogo-industrial-acoplamiento-rb-y-pm.html>

- [14] LOVEJOY, “Acoplamientos elásticos”, [En línea] Disponible en:
<https://docplayer.es/22912946-Acoplamientos-elasticos.html>
- [15] R.L. Norton. *DISEÑO DE MAQUINAS* -Un enfoque integrado. Editorial Prentice Hall – Pearson, S.A. DE C.V. Cuarta Edición., México D.F, 2011.
- [16] V.M. Faires. *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS* .Editorial UTEHA. Primera Edición., Mexico.1985

XIII. ANEXOS

Anexo 1: Norma E-466-96

Denominación: E 466-96

SOCIEDAD AMERICANA DE PRUEBAS Y MATERIALES

100 Barr Harbor Dr., West Conshohocken, PA 19428

Tomado del Libro Anual de Normas de ASTM. Derechos de autor ASTM

Práctica estándar para La realización de la Fuerza axial controlada amplitud constante

Las pruebas de fatiga metálica Materials¹

Esta norma ha sido publicada bajo la designación fija E 466, el número inmediatamente siguiente a la designación indica el año de Adopción original o, en el caso de revisión, el año de la última revisión. Un número entre paréntesis indica el año de la última aprobación. La Superíndice épsilon (ϵ) indica un cambio editorial desde la última revisión o reprobación.

1. ALCANCE

Esta práctica trata sobre el procedimiento para el ejercicio de fuerza axial ensayos de fatiga controlada para obtener el cansancio resistencia de los materiales metálicos en el régimen de la fatiga donde la cepas son predominantemente elástica, tanto durante la carga inicial y durante toda la prueba. Esta práctica se limita a la fatiga las pruebas de las muestras sin muescas y con muescas axiales sometido a una amplitud, función forzada periódica constante en el aire a temperatura. Esta práctica no está diseñado para su aplicación en ensayos de fatiga axial de los componentes o partes.

NOTA 1-Los documentos siguientes, aunque no se hace referencia directa en el texto, se considera lo suficientemente importante como para ser incluidos en esta práctica: E 739 Práctica para el Análisis Estadístico de lineal o linealizado estrés Vida (S-N) y Strain-Life (dirección N) Datos de fatiga

STP 566 Manual de Fatiga Testing²

STP 588 Manual de Planificación y Análisis Estadístico para la fatiga Experiments³

STP 731 tablas para estimar Limits⁴ Fatiga Mediana

10.2 Application of force

The lever ratio shall be calibrated according to Annex A. The test stress is calculated according to Table 2.

Table 2 — Derivation of weight to be applied to test machine loading system

Machine type	Loading system	S	F	Conversion of F to applied mass
Single-point bending	Direct load	$S = \frac{M}{W} = \frac{16F(L-x)}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16(L-x)}$	$\times 1,0$
Single-point bending	Fixed ratio lever	$S = \frac{M}{W} = \frac{16F(L-x)}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16(L-x)}$	Divide by the lever ratio, M_r .
Single-point bending	Lever and poise	$S = \frac{M}{W} = \frac{16F(L-x)}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16(L-x)}$	Set to F on the load scale on the lever.
Two-point bending	Direct load	$S = \frac{M}{W} = \frac{16FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16L}$	$\times 1,0$
Two-point bending	Fixed ratio lever	$S = \frac{M}{W} = \frac{16FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16L}$	Divide by the lever ratio, M_r .
Two-point bending	Lever and poise	$S = \frac{M}{W} = \frac{16FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16L}$	Set to F on the load scale on the lever.
Four-point bending	Direct load	$S = \frac{M}{W} = \frac{32FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{32L}$	$\times 1,0$
Four-point bending	Fixed ratio lever	$S = \frac{M}{W} = \frac{32FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{32L}$	Divide by the lever ratio, M_r .
Four-point bending	Lever and poise	$S = \frac{M}{W} = \frac{32FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{32L}$	Set to F on the load scale on the lever.

where

- S is the required test stress;
- M is the bending moment;
- F is the applied force;
- L is the force arm length (see A.4.2);
- d is the specimen diameter;
- W is the section modulus;
- M_r is the machine lever ratio (see also A.4.3);
- x is the distance along the specimen axis from the fixed bearing face to the stress measurement plane.

Anexo 3: Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas

Tabla 8

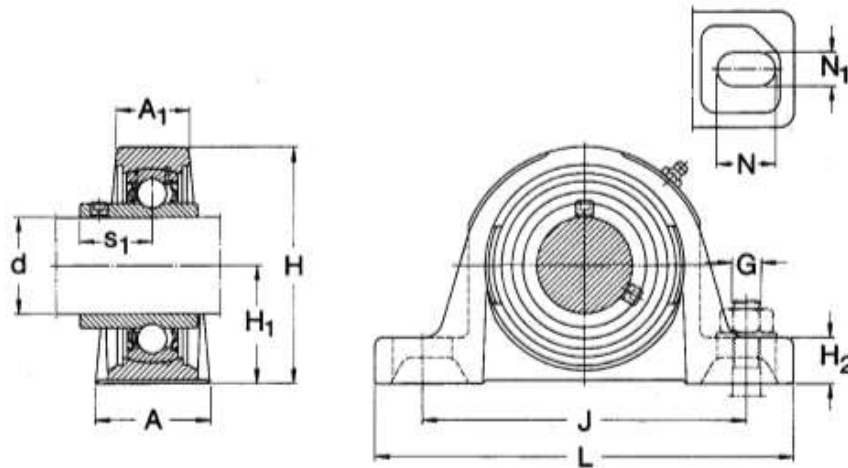
Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrifugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

Anexo 4: Coeficientes de fricción constante μ para rodamientos sin obturaciones

Tabla 1	
Coeficiente de fricción constante μ para rodamientos sin obturaciones	
Tipo de rodamiento	Coeficiente de fricción μ
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas con contacto angular	
– de una hilera	0,0020
– de dos hileras	0,0024
– de cuatro puntos de contacto	0,0024
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
– con jaula, cuando $F_a = 0$	0,0011
– completamente llenos de rodillos, cuando $F_a = 0$	0,0020
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos CARB	0,0016
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

Anexo 5: Unidades de rodamientos YSKF con carcasa de fundicion de diametro 12 a 100 mm

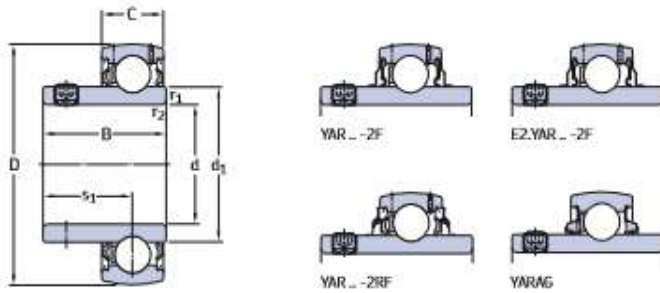
**Y-bearing plummer block units
with cast housing**
d 12–100 mm



Dimensions													Mass	Designations	Housing	Y-bearing
d	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J _{min}	J _{max}	L	N	N ₁	G	s ₁	kg	Unit ¹⁾		
mm														-		
12	32	18	56	30,2	14	88	106	127	20,5	11,5	10	22,1 15,9	0,54 0,52	SY 12 FM SY 12 TF	SY 503 M	YET 203/12 YAR 203/12-2F
15	32	18	56	30,2	14	88	106	127	20,5	11,5	10	22,1 15,9	0,53 0,51	SY 15 FM SY 15 TF	SY 503 M	YET 203/15 YAR 203/15-2F
17	32	18	56	30,2	14	88	106	127	20,5	11,5	10	22,1 23,4 15,9	0,52 0,54 0,50	SY 17 FM SY 17 WM SY 17 TF	SY 503 M	YET 203 YEL 203 YAR 203-2F
20	32	20	64	33,3	14	88	106	127	20,5	11,5	10	23,5 26,6 18,3 20,5	0,59 0,62 0,57 0,57	SY 20 FM SY 20 WM SY 20 TF SY 20 KG	SY 504 M	YET 204 YEL 204 YAR 204-2F 362004 BTN
25	36	21	70	36,5	16	94	110	130	19,5	11,5	10	23,5 26,9 19,8 20,5	0,73 0,78 0,73 0,72	SY 25 FM SY 25 WM SY 25 TF SY 25 KG	SY 505 M	YET 205 YEL 205 YAR 205-2F 362005 BTN

Anexo 6: Rodamientos Y con prisioneros, ejes metricos de diametro de 12 a 100 mm

2.1 Rodamientos Y con prisioneros, ejes métricos
d 12 – 100 mm



YAT

Dimensiones			C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min.	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P _v	Velocidad límite con tolerancia del eje h ₆	Masa kg	Designación
d	D	B					C _{dinámica}	C _{estática}				
mm							kN		kN	r. p. m.		-
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAR 203/12-2F
15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,1	YAR 203/15-2F
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/HV
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/VE495
25	52	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	1 800	0,15	YARAG 204
	52	27,2	15	33,7	19,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,14	YAT 205
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	E2.YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,17	YAR 205-2RF
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/HV
30	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/VE495
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	1 500	0,19	YARAG 205
	62	30,2	18	39,7	21	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,23	YAT 206
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	E2.YAR 206-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,28	YAR 206-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,28	YAR 206-2RF
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	16,3	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/HV
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/VE495
62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	1 200	0,3	YARAG 206	

Anexo 7: Motores Thunder monofasicos 100% devanados de cobre

**MONOFASICOS
100% DEVANADO DE COBRE**




DESCRIPCION

Motores Thunder de gran rendimiento y eficiencia, serie YC con ventilador y totalmente cerrado. Carcasa de hierro fundido, diseño actualizado fabricado con materiales de alta calidad, devanado íntegramente de cobre, de aspecto agradable y con certificaciones internacionales de calidad IEC, Factory Audit, entre otros. Thunder ¡Libera la potencia al máximo!

CODIGO	MODELO	POTENCIA		CORRIENTE		RPM
		HP	KW	V	HZ	
291	YC80B-4 BAJA	0.5	0.37	220	60	1800
268	YC90S-4 BAJA	1	0.75	220	60	1800
269	YC100L-4 BAJA	2	1.5	220	60	1800
270	YC112M-4 BAJA	3	2.2	220	60	1800
271	YC132SA-4 BAJA	4	3	220	60	1800
278	YC132SB-4 BAJA	5	3.7	220	60	1800
292	YC80C-2 ALTA	1	0.75	220	60	3600
294	YC90L-2 ALTA	2	1.5	220	60	3600
367	YC100L-2 ALTA	3	2.2	220	60	3600

Anexo 8: Tabla de propiedades geometricas de perfiles angulares de lados iguales L



MILA LI

PROPIEDADES GEOMÉTRICAS **ÁNGULO DE LADOS IGUALES**

Designación b x e		X-X y Y-Y					Z-Z		
mm x mm	in x in	I	I	S	e	e-y	I	S	e
		cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ⁴	cm ⁴	cm
19 x 3 x 5	3/4 x 1/8	0.40	0.50	0.30	0.58	0.58	0.19	0.28	0.38
	x 3/16	0.50	0.70	0.40	0.56	0.66	0.23	0.35	0.38
25 x 3 x 5 x 6	1 x 1/8	0.90	0.90	0.50	0.79	0.76	0.39	0.44	0.48
	x 3/16	1.30	1.30	0.70	0.76	0.81	0.62	0.70	0.48
	x 1/4	1.50	1.60	0.90	0.74	0.86	0.70	0.79	0.48
32 x 3 x 5 x 6	1 1/4 x 1/8	1.80	1.40	0.80	0.97	0.89	0.68	0.60	0.6
	x 3/16	2.50	2.00	1.20	0.97	0.97	0.96	0.85	0.6
	x 1/4	3.20	2.50	1.50	0.94	1.02	1.23	1.18	0.6
38 x 3 x 5 x 6 x 8 x 10	1 1/2 x 1/8	3.30	2.00	1.20	1.17	1.07	1.37	1.02	0.73
	x 3/16	4.60	2.80	1.60	1.17	1.12	1.91	1.42	0.73
	x 1/4	5.80	3.70	2.20	1.14	1.19	2.48	1.85	0.73
	x 5/16	6.70	4.50	2.60	1.12	1.24	2.90	2.16	0.73
	x 3/8	7.90	5.50	3.10	1.12	1.22	3.71	2.76	0.73
44 x 3 x 5 x 6 x 8	1 3/4 x 1/8	5.40	2.70	1.80	1.4	1.22	2.35	1.51	0.86
	x 3/16	7.50	3.90	2.30	1.4	1.30	3.20	2.06	0.86
	x 1/4	9.60	5.30	3.10	1.4	1.35	4.25	2.72	0.86
	x 5/16	11.24	6.50	3.80	1.3	1.40	5.01	3.22	0.86
51 x 3 x 5 x 6 x 8 x 10	2 x 1/8	7.90	3.80	2.10	1.57	1.36	3.08	1.71	0.99
	x 3/16	11.00	5.50	3.10	1.55	1.42	4.44	2.46	0.99
	x 1/4	14.40	7.20	4.10	1.54	1.49	5.74	3.19	0.98
	x 5/16	17.20	8.80	4.90	1.52	1.55	7.05	3.91	0.98
	x 3/8	19.80	10.30	5.70	1.50	1.61	8.29	4.60	0.98
64 x 3 x 6 x 8 x 10 x 13	2 1/2 x 3/16	22.30	8.70	4.80	1.96	1.74	8.31	3.67	1.22
	x 1/4	28.80	11.40	6.30	1.94	1.81	10.91	4.83	1.22
	x 5/16	34.80	14.00	7.80	1.92	1.87	13.60	6.01	1.22
	x 3/8	40.50	16.60	9.10	1.90	1.93	16.11	7.12	1.22
	x 1/2	50.80	21.10	11.70	1.87	2.04	21.11	9.33	1.22
76 x 3 x 6 x 8 x 10 x 11 x 13	3 x 3/16	39.50	12.70	7.10	2.37	2.06	15.62	5.82	1.49
	x 1/4	51.20	16.70	9.30	2.35	2.12	20.45	7.61	1.49
	x 5/16	62.40	20.60	11.50	2.33	2.18	25.68	9.56	1.48
	x 3/8	72.80	24.30	13.50	2.31	2.25	30.22	11.25	1.48
	x 7/16	82.40	27.90	15.50	2.29	2.30	34.48	12.83	1.47
	x 1/2	91.60	31.30	17.40	2.27	2.36	38.84	14.46	1.47
88 x 6 x 8 x 10 x 11 x 13	3 1/2 x 1/4	83.20	23.10	12.90	2.77	2.42	32.81	10.42	1.75
	x 5/16	101.60	28.50	15.90	2.74	2.49	41.10	13.06	1.74
	x 3/8	119.00	33.80	18.80	2.72	2.54	48.43	15.39	1.73
	x 7/16	135.30	38.70	21.60	2.69	2.62	55.37	17.60	1.73
	x 1/2	151.10	43.60	24.30	2.67	2.67	63.52	19.87	1.72

Anexo 9: Tabla de dimensiones y propiedades geométricas de perfiles angulares L de lados iguales

Designación b x t		Peso	Área	k	g	g'	g''	Sujetadores Diámetro		Propiedades torsión		
mm x mm	in x in	kg / m	cm ²	mm	mm	mm	mm	mm	in	J cm ⁴	C _x cm ³	r _x cm
19 x 3	3/4 x 1/8	0.88	1.1	11	11	--	--	--	--	0.04	0.01	1.16
x 5	x 3/16	1.25	1.6	13	11	--	--	--	--	0.13	0.03	1.22
25 x 3	1 x 3/8	1.19	1.5	11	14	--	--	6.3	1/4	0.05	0.02	1.54
x 5	x 3/16	1.23	2.2	13	14	--	--	6.3	1/4	0.17	0.07	1.56
x 6	x 1/4	2.22	2.8	14	14	--	--	6.3	1/4	0.41	0.16	1.61
32 x 3	1 1/4 x 3/8	1.50	1.9	11	16	--	--	7.9	5/16	0.07	0.05	1.87
x 5	x 3/16	2.20	2.8	13	16	--	--	7.9	5/16	0.22	0.15	1.92
x 6	x 1/4	2.86	3.7	14	16	--	--	7.9	5/16	0.51	0.32	1.95
38 x 3	1 1/2 x 1/8	1.83	2.3	11	20	--	--	9.5	3/8	0.08	0.09	2.25
x 5	x 3/16	2.68	3.4	13	20	--	--	9.5	3/8	0.27	0.27	2.28
x 6	x 1/4	5.48	4.4	14	20	--	--	9.5	3/8	0.62	0.61	2.34
x 8	x 5/16	4.26	5.4	16	20	--	--	9.5	3/8	1.20	1.10	2.35
x 10	x 3/8	4.99	6.3	18	20	--	--	9.5	3/8	2.06	1.78	2.42
44 x 3	1 3/4 x 3/8	2.14	2.74	11	25	--	--	9.5	3/8	0.09	0.14	2.63
x 5	x 3/16	3.15	4.03	13	25	--	--	9.5	3/8	0.31	0.45	2.66
x 6	x 1/4	4.12	5.2	14	25	--	--	9.5	3/8	0.73	1.00	2.71
x 8	x 5/16	5.04	6.39	16	25	--	--	9.5	3/8	1.42	1.84	2.73
51 x 3	2 x 1/8	2.46	3.1	10	30	--	--	12.7	1/2	0.11	0.21	3.00
x 5	x 3/16	3.63	4.6	11	30	--	--	12.7	1/2	0.36	0.68	3.03
x 6	x 1/4	4.75	6.1	13	30	--	--	12.7	1/2	0.84	1.54	3.05
x 8	x 5/16	5.83	7.4	14	30	--	--	12.7	1/2	1.63	2.83	3.08
x 10	x 3/8	7.00	8.8	16	30	--	--	12.7	1/2	2.70	4.68	3.14
64 x 5	2 1/2 x 3/16	4.57	5.8	11	35	--	--	15.9	5/8	0.45	1.37	3.74
x 6	x 1/4	6.10	7.7	13	35	--	--	15.9	5/8	1.06	3.12	3.78
x 8	x 5/16	7.44	9.4	14	35	--	--	15.9	5/8	2.05	5.86	3.81
x 10	x 3/8	8.78	11.2	16	35	--	--	15.9	5/8	3.52	9.73	3.84
x 13	x 1/2	11.46	14.5	19	35	--	--	15.9	5/8	8.24	21.24	3.93
76 x 5	3 x 3/16	5.52	7.0	14	45	--	--	15.9	5/8	0.54	2.41	4.48
x 6	x 1/4	7.29	9.3	16	45	--	--	15.9	5/8	1.27	5.54	4.40
x 8	x 5/16	9.08	11.5	17	45	--	--	15.9	5/8	2.47	10.47	4.55
x 10	x 3/8	10.72	13.6	19	45	--	--	15.9	5/8	4.25	17.50	4.58
x 11	x 7/16	12.35	15.7	21	45	--	--	15.9	5/8	9.97	36.78	4.64
x 13	x 1/2	13.99	17.7	22	45	--	--	15.9	5/8	19.27	70.70	4.74
89 x 6	3 1/2 x 1/4	8.63	10.9	16	50	--	--	22.2	7/8	1.49	8.96	5.24
x 8	x 5/16	10.72	13.3	17	50	--	--	22.2	7/8	2.90	17.02	5.27
x 10	x 3/8	12.65	16.0	19	50	--	--	22.2	7/8	4.98	28.60	5.30
x 11	x 7/16	14.59	18.5	21	50	--	--	22.2	7/8	7.88	44.13	5.34
x 13	x 1/2	16.52	21.0	22	50	--	--	22.2	7/8	11.71	64.02	5.38

Anexo 10: Factores de servicios para maquinas conductoras

Factor de la máquina conductora		Fp
Motor Diesel	1 Cilindro	*
	2 Cilindros	*
	3 Cilindros	2.5
	4 Cilindros	2.0
	5 Cilindros	1.8
	6 Cilindros	1.7
Más de	6 Cilindros	1.5
Motor en V		1.5
Motor de Gasolina		1.5
Turbina		0
Motor Eléctrico		0
Motor por Inducción		0
Motor Síncrono		1.5
Velocidad Variable*		
Convertidor Síncrono (LCI)	- 6 pulsos	1.0
	- 12 pulsos	0.5
PWM/(Modulación de Ancho de Pulso)/Cuasirectangular		0.5
Cicloconvertidor		0.5
Restablecimiento en cascada (Kramer, Scherbius)		1.5

*La selección para este tipo de aplicaciones es altamente especializada y se recomienda que se consulte con Renold Hi-Tec Couplings para mayor asesoramiento.

La selección final deberá ser hecha por Renold Hi-Tec Couplings.

Para la confirmación de la selección de los acoplamientos complete la lista de comprobación de la página 27 y envíela por fax a Renold Hi-Tec Couplings.

Anexo 13: Tabla de acoplamiento semiflexibles Lovejoy

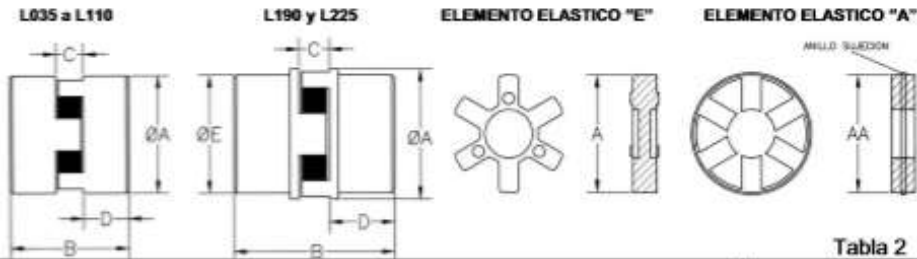


Tabla 2

DIMENSIONES (cotas en mm)									MATERIAL MANGON				
(x) Material standard									ACERO SINT.	FUNDICION	ALUMINIO	ACERO INOX.	BRONCE
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.					
L.035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L.050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x		x	x	
L.070	19	34.5	50.8	12.2	19.0	34.5		0.27	x	x	x	x	
L.075	24	44.5	54.0	12.7	20.8	44.5		0.45	x	x	x	x	x
L.090	28	53.6	54.0	13.2	20.8	53.6	65	0.68	x	x	x	x	x
L.095	28	53.6	63.5	13.2	25.4	53.6	65	0.81	x	x	x	x	x
L.100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x	x	x	x	x
L.110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x	x	x	x	x
L.150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x	x	x	x	x
L.190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65		x		x	x
L.225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35		x		x	

PAR NOMINAL TRANSMISIBLE

Factor de par (ver tabla 1)

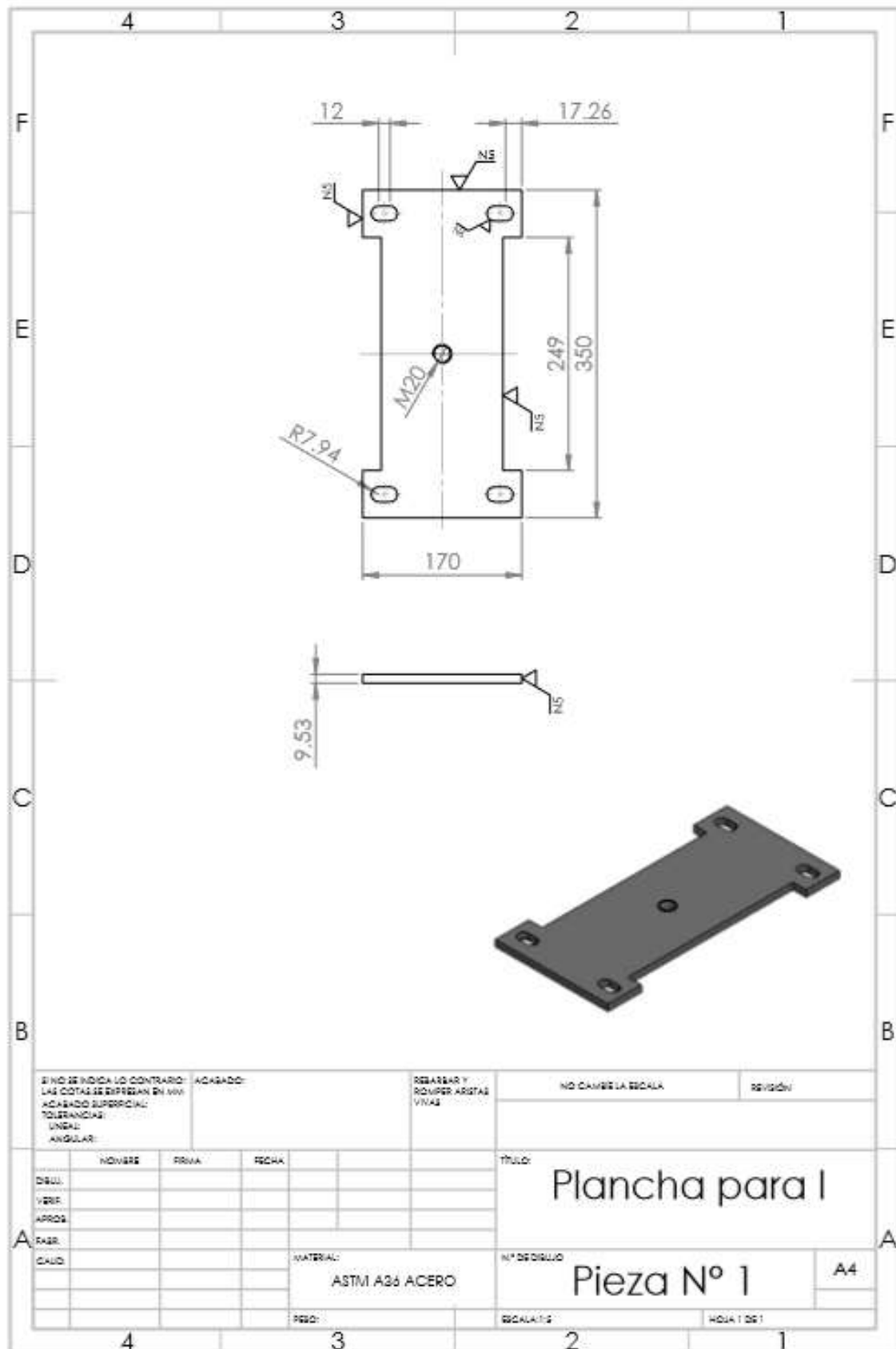
Tabla 3

TIPOS	PAR Nm			KW Potencia transmitida a diferentes velocidades			NBR	Momento de inercia
	E + A	H	U	750	1000	1500		
	NBR	HYTREL	URETANO	0.030	0.040	0.060	3000	kg-cm ²
L.035	0.4			0.030	0.040	0.060	0.120	0.01
L.050	3.0	5.6	4.5	0.230	0.310	0.465	0.930	0.2
L.070	4.9	12.9	7.3	0.380	0.510	0.765	1.53	0.3
L.075	10.2	25.6	15.3	0.795	1.06	1.59	3.18	1
L.090	16.3	45.3	24.4	1.27	1.71	2.56	5.11	2
L.095	21.9	63.4	32.9	1.71	2.28	3.42	6.84	3
L.100	47.1	128.0	70.7	3.68	4.90	7.45	14.70	8
L.110	89.5	256.0	134.0	6.98	9.30	14.00	27.90	26
L.150	140.0	419.0	210.0	11.00	14.60	21.90	43.80	34
L.190	195.0	529.0	293.0	15.20	20.30	30.50	60.90	115
L.225	264.0	704.0	397.0	20.60	27.50	41.30	82.50	190

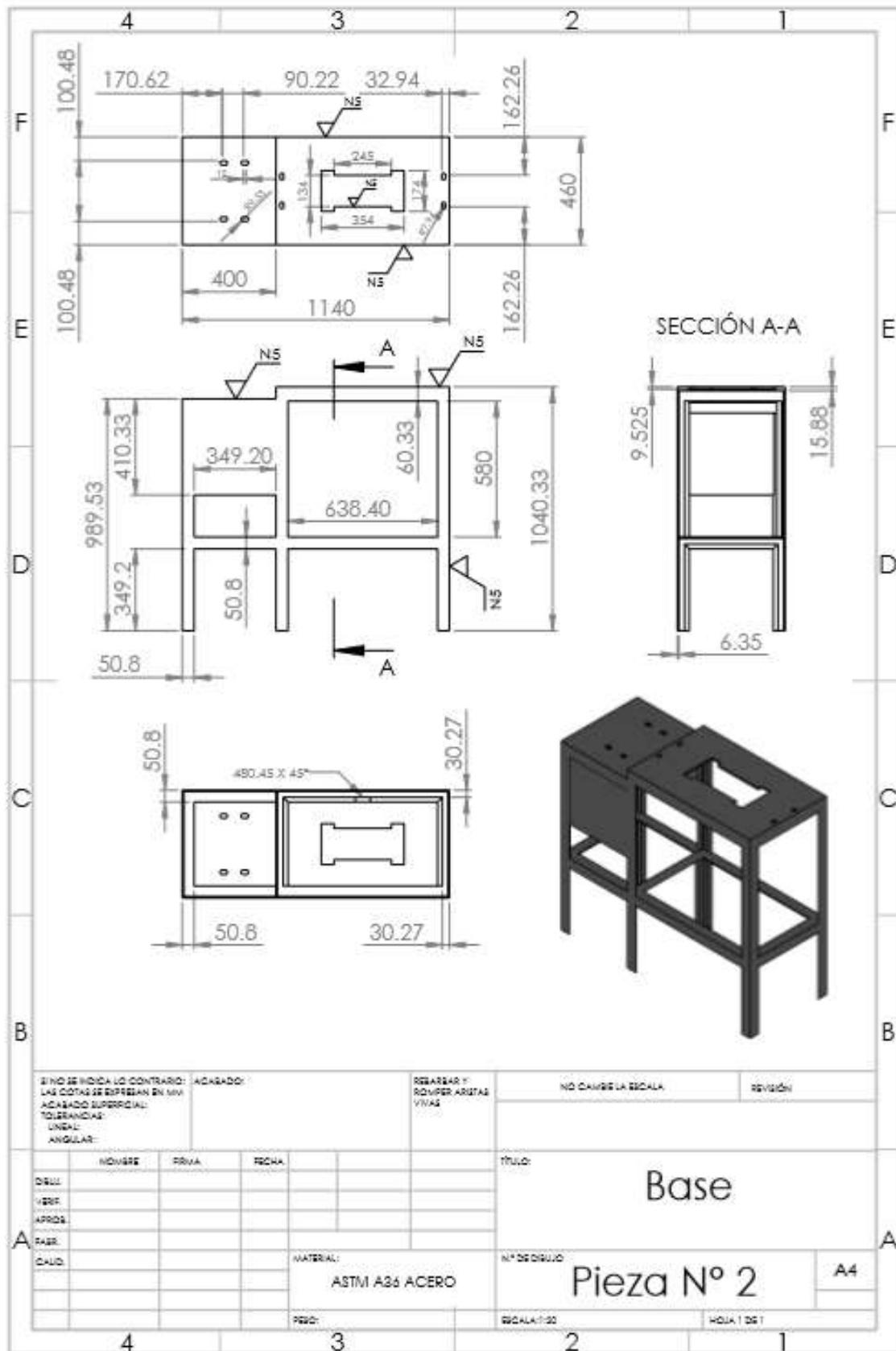
Mangones con agujeros mecanizados (mm) a tolerancia H7 con chavetero según DIN 6885, incluyendo tornillo prisionero sobre chaveta (stock standard).

Tabla 4

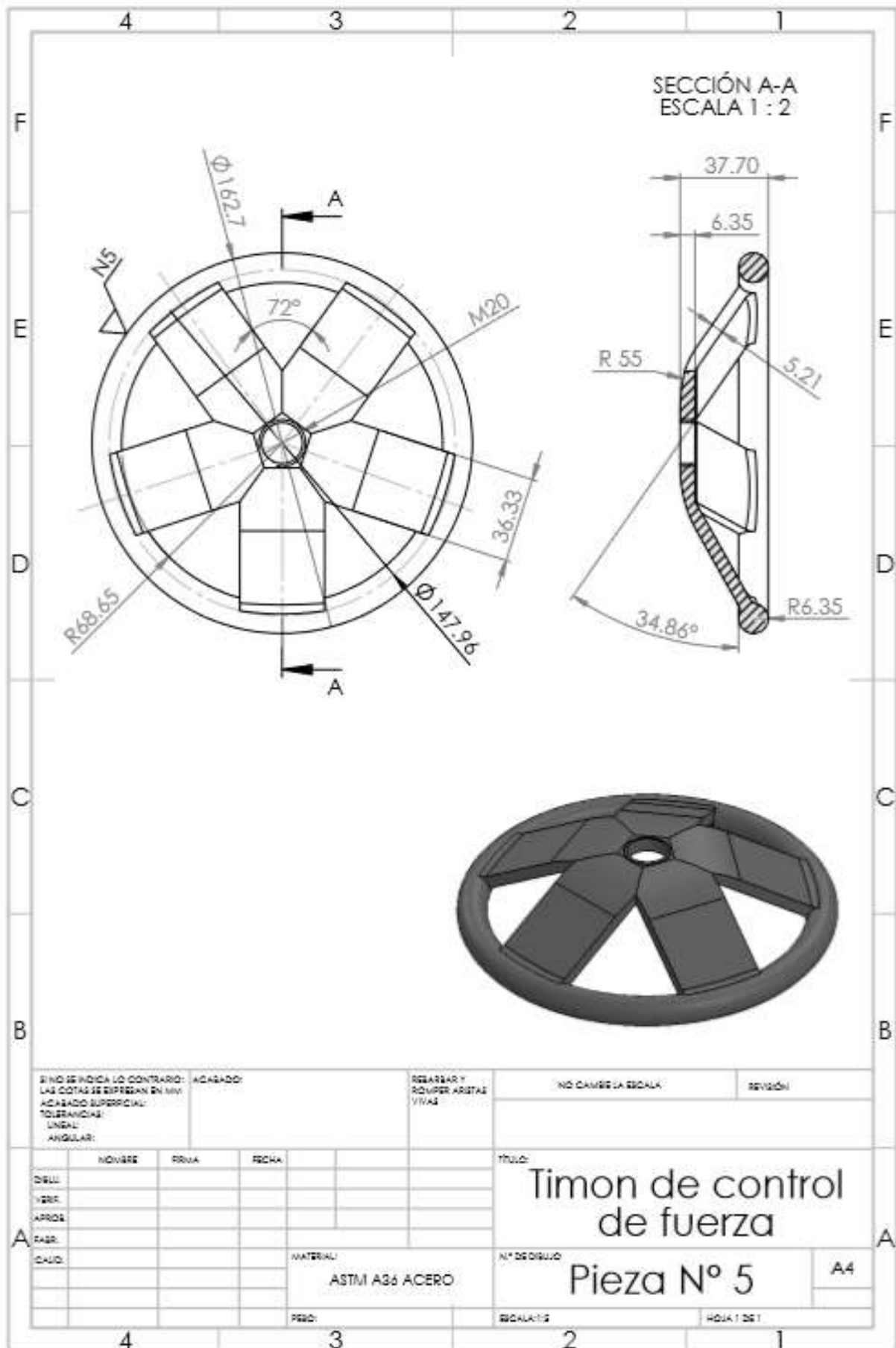
Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	
L.035	x																										
L.050	x	*	*	*	*	*	*																				
L.070		*	*	*	*	*	*	*			*																
L.075		*	*	*	*	*	*	*	*		*	*		*													
L.090		*		*	*	*	*	*	*	*	*	*		*	*												
L.095				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*											
L.100				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.110						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.150										*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.190															*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.225															*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

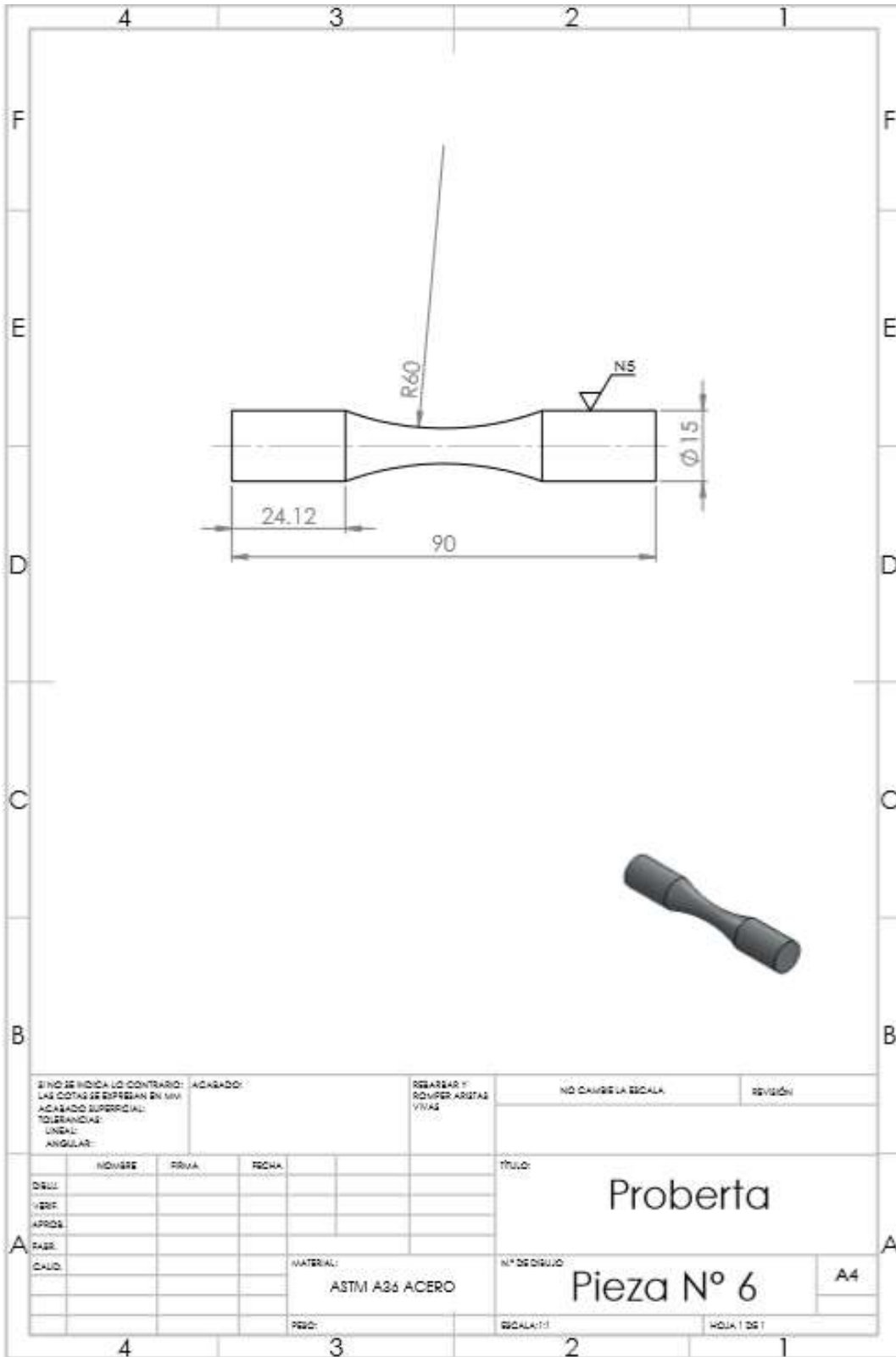


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:									
TOLERANCIAS:									
LINEAL:									
ANGULAR:									
DISEÑO:		NOMBRE	PRIMA	FECHA	TÍTULO:				
VERIF.					Plancha para I				
APROB.					Pieza N° 1				
FABR.		MATERIAL:			N° DE DISEÑO		A4		
CALC.		ASTM A36 ACERO			Pieza N° 1				
		PESO:			ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1		

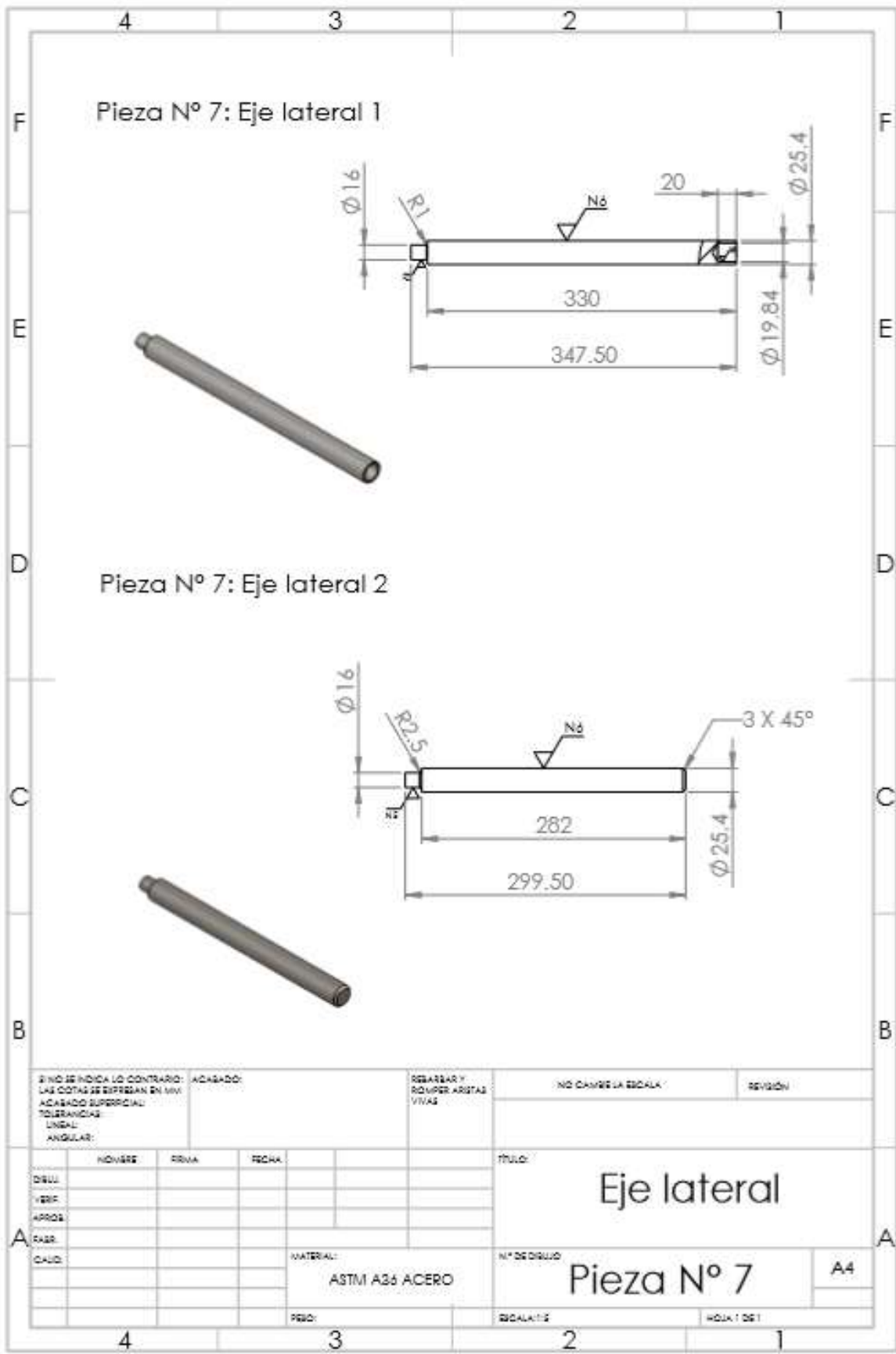


EN HOJA HOJA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	DEBIDAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DISEÑ. VERIF. APROB. FABR. CALID.	NOMBRE PRIMA FECHA	TÍTULO: <h1 style="text-align: center;">Base</h1>				
MATERIAL: ASTM A36 ACERO			N° DE DISEÑO: <h1 style="text-align: center;">Pieza N° 2</h1>		A4	
FECHA:			ESCALA: 1:50		HOJA 1 DE 1	

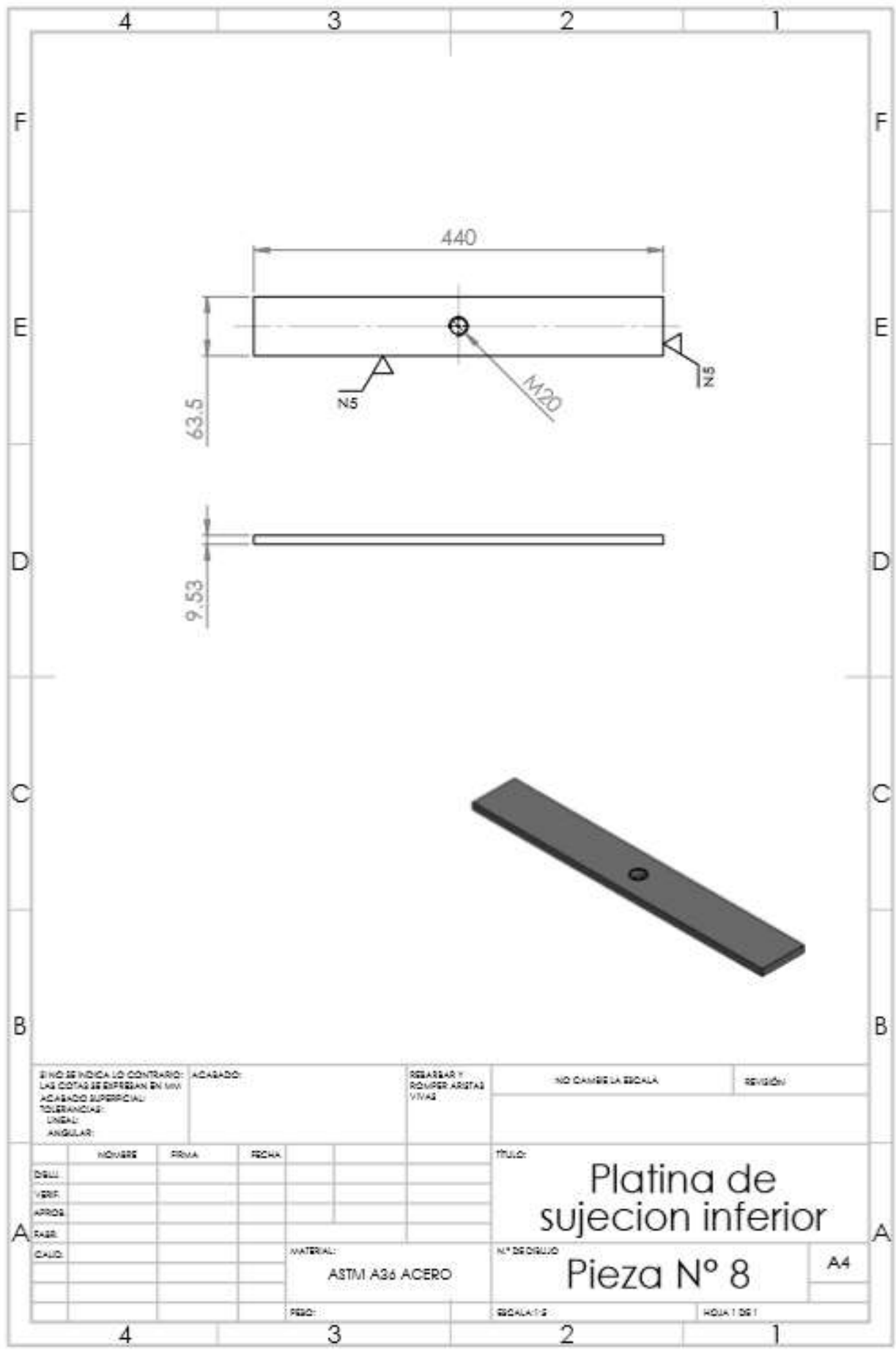




SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y QUILPER ANGLES VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DISEÑ. VERIF. APROB. CALD.	NOMBRE	PRIMA	FECHA	TÍTULO: Proberta	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	N° DE DIBUJO: Pieza N° 6
				ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOVEMBRE	REVISTA	FECHA		TÍTULO: Eje lateral	
DISUL				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
VERIF				A4	
PROJ				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
ENR				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
CALD				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	
				A4	
				MATERIAL: ASTM A36 ACERO	
				N° DE DISEÑO: Pieza N° 7	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y REDUCIR ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION:
DESU.	NOVARE	FRMA	FECHA		TITULO: Platina de sujecion inferior	
VERIF.					Nº DE DISEÑO: Pieza N° 8	
APROB.					MATERIAL: ASTM A36 ACERO	A4
ELAB.					ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1
CAUD.						