



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN DE 10
TON. PARA LA UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR:

RODRÍGUEZ AVALOS, JOSÉ ALBERTO

ASESOR ESPECIALISTA:

Dr. JORGE A. OLORTEGU YUME, Ph.D.

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS

TRUJILLO - PERÚ

2018

Jurado De La Tesis

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN DE 10
TON. PARA LA UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO”**

José Alberto Rodríguez Avalos

Autor

Dr. Jorge Antonio Inciso Vásquez

Presidente

Dr. Felipe De La Rosa Bocanegra

Secretariado

Dr. Jorge Antonio Olortegui Yume Ph, D.

Vocal

DEDICATORIA

En primer lugar, glorifico a Dios, quien siempre me ha guiado y cada día me brinda de su gracia y su perdón, le agradezco de todo corazón porque de Él viene la sabiduría en todo momento. Dios es fiel¡¡

A mis padres, hermanos y amigos que siempre me estuvieron conmigo, me brindaron su apoyo incondicional para continuar en los momentos más difíciles.

Al director de la Escuela de Ingeniería mecánica eléctrica, a los asesores metodólogo y especialista y maestros de la Universidad Cesar Vallejo por haber encaminado mi tesis y ayudado en mis dudas para que todo salga perfecto.

AGRADECIMIENTOS

Inicio estas líneas agradeciendo a Dios por todo lo que me da a diario, por mi vida, salud y el amor que me muestra. Y por qué siempre me brinda la sabiduría en los momentos adecuados.

Doy gracias también la confianza y el apoyo continuo de mis padres, hermanos, y amigos porque siempre estuvieron conmigo y contribuyeron para llevar a cabo la tesis.

Agradezco de forma sensata a mis asesores por su valiosa colaboración y sus consejos a lo largo del desarrollo de mi investigación. Por la confianza depositada en mí para su desarrollo.

Agradecer a la Universidad César Vallejo, a la Facultad de Ingeniería, y de manera especial a la escuela de Ingeniería mecánica eléctrica por ofrecer los conocimientos necesarios para poder aplicarlos en la ejecución de esta investigación.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo **Rodríguez Avalos, José Alberto** con DNI N° **47928563**, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de MECÁNICA ELÉCTRICA, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, Noviembre de 2018

RODRÍGUEZ AVALOS, JOSÉ ALBERTO

PRESENTACIÓN

Señores miembros de Jurado.

En cumplimiento del reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada: **“DISEÑO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN DE 10 TON. PARA LA UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO”**, con la misma someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el Título Profesional de Ingeniero mecánico eléctrico.

RODRIGUEZ AVALOS, JOSÉ ALBERTO

Índice

CAPÍTULO I	11
INTRODUCCIÓN	11
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA.	12
1.2. TRABAJOS PREVIOS.	14
1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA	20
1.3.1. ENSAYOS DE TRACCIÓN	20
1.3.2. PROBETAS PARA ENSAYOS DE TRACCIÓN	23
1.3.3. MÁQUINA DE TRACCIÓN.....	25
1.3.4. TIPOS DE MAQUINAS DE TRACCIÓN.....	27
1.3.5. DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA MAQUINA DE TRACCION	34
1.3.6. SISTEMAS, COMPONENTES DE UNA MAQUINA DE TRACCIÓN ...	45
1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	48
1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	48
1.6. OBJETIVOS	49
1.6.1. OBJETIVO GENERAL	49
1.6.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	49
CAPITULO II	50
MÉTODO.....	50
2.1. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	51
2.2. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	52
2.3. POBLACIÓN Y MUESTRA	55
2.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD	55
2.5. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS.....	55
CAPITULO III	57
RESULTADOS.....	57
3.1. NECESIDADES DE LA INSTITUCIÓN ACADÉMICA.	58
3.2. NORMATIVA DE DISEÑO	60
3.3. NECESIDADES DE LA INSTITUCIÓN EN TÉRMINOS INGENIERILES.	62
3.4. DISEÑO CONCEPTUAL.....	62

3.5. SELECCIÓN DEL CONCEPTO OPTIMO MEDIANTE UNA MATRIZ DE SELECCIÓN.....	69
3.6. DISEÑO DE CONFIGURACION GENERAL DE LA MAQUINA.....	72
3.6.1. Bocetos de Alternativas.....	73
3.6.2. Arquitectura de la máquina.....	78
3.6.3. Diagrama de Bloques.....	79
3.7. DIMENSIONAMIENTO DE PARTES GENERALES DEL EQUIPO.....	80
3.8. SELECCIÓN DE MATERIALES.....	81
3.9. CARGAS DE DISEÑO.....	83
3.10. DISEÑO PARAMETRICO.....	85
3.11. DISEÑO DEL ESQUEMA DE CONTROL DE LA MÁQUINA.....	101
3.12. SELECCION DE COMPONENTES.....	102
3.13. Análisis económico.....	107
CAPITULO IV.....	111
DISCUSIÓN.....	111
CAPITULO V.....	114
CONCLUSIONES.....	114
CAPITULO VI.....	117
RECOMENDACIONES.....	117
REFERENCIAS.....	119
REFERENCIAS.....	120
ANEXOS.....	122

RESUMEN

En esta tesis se realizó el diseño de una Máquina de Ensayos de Tracción de 10 Toneladas para el Laboratorio de Diseño Mecánico y Manufactura de la Universidad Cesar Vallejo sede Trujillo.

Los requerimientos de la institución se obtuvieron mediante entrevistas a los profesores del área y la revisión de normativa asociada. Se analizaron 06 conceptos diferentes con una matriz de selección para seleccionar el óptimo. Luego, se diseñó la configuración del equipo tomando como base el concepto óptimo ganador. A continuación, se realizó el diseño paramétrico de la estructura en dos etapas. La primera etapa considero una GUI-MATLAB parametrizando el espesor de plancha (e) y la resistencia del material (S_y , S_{ut}) para obtener el esfuerzo de Von Mises (σ'), el Factor de Seguridad (FS). La segunda etapa se realizó mediante simulación MEF en ANSYS parametrizando el Numero de Soportes Laterales (n) y Configuración de Encajonamiento (A, B, C y D). Continuando se realizó el diseño de selección de partes comerciales y la elaboración de planos (Diseño de Detalle). Finalmente, se realizó el análisis económico del equipo.

Se determinó que las dimensiones del equipo no deberían exceder los 3 m y que este debería ser capaz de evaluar metales ferrosos y no ferrosos comunes. Las matrices de selección brindaron como ganadores al concepto de máquina de tracción hidráulica vertical con cuatro soportes. Se determinó que el espesor mínimo de plancha para la estructura debería ser de 5/8" fabricado de acero AISI1020, con configuración de cajones superior e inferior "D" y 4 barras de soporte para asegurar un FS = 3.43 y vida infinita ($N = 3.01 \times 10^9$ ciclos para falla). Los indicadores TIR, VAN, y ROI tuvieron valores de 28%, 124075.23 al 12% de interés y 0.61.

La metodología de diseño de ingeniería facilitó la toma de decisiones en cada parte del proceso. En especial, el diseño paramétrico brindo un panorama claro de selección para los componentes críticos. El equipo es rentable según los indicadores económicos.

Palabras claves: Configuración de diseño, simulación.

ABSTRACT

In this thesis the design of a 10 Ton Traction Testing Machine for the Mechanical Design and Manufacturing Laboratory of the Cesar Vallejo University, Trujillo, was carried out.

The requirements of the institution were obtained through interviews with professors of the area and the review of associated regulations. We analyzed 06 different concepts with a selection matrix to select the optimum. Then, the configuration of the team was designed based on the optimal winning concept. Next, the parametric design of the structure was carried out in two stages. The first stage considered a GUI-MATLAB parameterizing the plate thickness (e) and the material resistance (S_y , S_{ut}) to obtain the Von Mises stress (σ'), the Safety Factor (FS). The second stage was performed by MEF simulation in ANSYS, parameterizing the number of lateral supports (n) and configuration of boxing (A, B, C and D). Continuing the design of selection of commercial parts and the preparation of plans (Detail Design) was carried out. Finally, the economic analysis of the equipment was carried out.

It was determined that the dimensions of the equipment should not exceed 3 m and that it should be capable of evaluating common ferrous and non-ferrous metals. The selection matrices offered as winners the concept of vertical hydraulic traction machine with four supports. It was determined that the minimum plate thickness for the structure should be 5/8 "made of AISI1020 steel, with upper and lower drawer configuration" D "and 4 support bars to ensure an FS = 3.43 and infinite life ($N = 3.01 \times 10^9$ cycles for failure). The TIR, VAN, and ROI indicators had values of 28%, 124075.23 at 12% interest and 4.45.

The engineering design methodology facilitated decision making in each part of the process. In particular, the parametric design provides a clear selection picture for the critical components. The equipment is profitable according to the economic indicators.

Keywords: desing, configuration simulation

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA.

Los ensayos de laboratorio son imprescindibles en la ingeniería tanto en la enseñanza como en la investigación universitaria, dado que el objetivo principal de los ensayos es permitir observar en forma directa el comportamiento de los diferentes materiales y procesos. En la actualidad los laboratorios a nivel mundial se utilizan como herramientas para afirmar los conocimientos adquiridos en el proceso enseñanza-aprendizaje y en la industria para verificar y certificar productos.

En el Perú se ha tomado como iniciativa de mejorar la calidad de la enseñanza a nivel nacional, debido a la demanda que existe de profesionales competentes. Para esto se está desarrollando un proceso de acreditación en la educación superior universitaria a fin de asegurar la calidad educativa que las instituciones deben brindar. La acreditación busca certificar que las capacidades profesionales de los egresados, sean eficientes y reflejen una formación educativa de calidad (SINEACE, 2015).

En la actualidad en la ciudad de Trujillo las instituciones de educación superior universitaria están en proceso de lograr la acreditación de sus carreras profesionales mejorando la calidad educativa a través de los docentes, ambientes y laboratorios completos, con el fin de obtener profesionales competentes. De las universidades locales poseen máquinas de tracción la Universidad Nacional de Trujillo (UNT) y la Universidad Privada Antenor Orrego (UPAO) con capacidades de 10 Ton y 100 Ton en escuelas relacionadas al ensayo en mención tales como Ingeniería Mecánica, Ingeniería de Materiales e Ingeniería Civil. Estos equipos contribuyen a una formación más completa del estudiante por lo ya mencionado líneas arriba.

La Universidad César Vallejo con 25 años de creación se ha diferenciado por su decidido emprendimiento e innovación que asegura el avance continuo de procesos a favor de la formación profesional del estudiante. La escuela de ingeniería mecánica eléctrica de esta casa estudios en particular ha iniciado una cultura de

vanguardia en la mejora de los paradigmas educativos universitarios y en ese marco apoya toda intención de implementación de su equipamiento con el fin de seguir en el proceso de calidad y la adaptación de la nueva ley universitaria en la enseñanza para poder lograr el reconocimiento y el prestigio de la carrera en sí.

El laboratorio de Diseño Mecánico y Manufactura de la Universidad Cesar Vallejo no cuenta actualmente con una Máquina de Tracción que le permita observar en forma práctica los conocimientos teóricos adquiridos en los cursos de Resistencia de materiales, Manufactura, Diseño de elementos y Diseño de máquinas. Un esquema recientemente planteado (Olortegui Yume, 2016) propone el uso de equipos fabricados con recursos y tecnología propia para la mejora de la enseñanza y promoción de la investigación. Este estudio pretende reducir radicalmente los costos de la investigación experimental, mejorando el manejo de herramientas y potenciando el aprendizaje en las materias con proyectos relacionadas a cada una de ellas, que será beneficioso para los alumnos, ayudará a desarrollar su experiencia en proyectos basados en la realidad, asimismo, poder disminuir la inversión de adquisición en equipos de laboratorio.

Debido a los altos costos que involucran los equipos de ensayo mecánico en especial el de tracción, la fabricación con recursos propios es una opción viable para solucionar este impase. Este camino ha sido optado en varias universidades de gran reputación a nivel mundial tales como Purdue University (2003) y ha sido propuesto en la Michigan Technological University por el Dr. Joshua Pearce (Pearce, 2014) como una opción en la reducción de costos en la investigación.

En el presente proyecto se diseñará una máquina de ensayos de tracción de 10 toneladas, que nos permita analizar los diferentes tipos de materiales más comunes y que su geometría no rebase los 2 m. de altura, para implementar el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica con el objetivo de una mejor enseñanza teoría-práctica y competir como una universidad de calidad.

1.2. TRABAJOS PREVIOS.

En este estudio se encontraron antecedentes de estudios a los que se les hace referencia líneas abajo:

Amiebenomo, y otros (2013), en el estudio realizado en el departamento de ingeniería mecánica, en Ambrose Alli University, Ekpoma estado de Edo, Nigeria “diseño y fabricación de una máquina de prueba de tracción y compresión” que se llevó a cabo con el fin de aliviar la escasez de equipo del laboratorio en los diferentes departamentos de educación superior. El objetivo principal fue en llevar a cabo el proyecto de un estudio exhaustivo de los probadores extranjeros y los requisitos de los estándares industriales nigerianos, para esto se establecieron dibujos y cálculos de diseño y la máquina se fabricó con materiales bien seleccionados y componentes todos de origen local. El desempeño de la máquina fabricada se evaluó finalmente contra una norma una máquina extranjera que emplea un diagrama esfuerzo-deformación que la comparación de las propiedades mecánicas del aluminio, los resultados de las pruebas revelan errores absolutos de medición del 3,79%, 3,97% 2,17% y 2,53% para resistencia máxima a la tracción, módulo de Young, límite de elasticidad y ductilidad, esto puede atribuirse a exactitud de la producción de muestras que afecta la calidad, los resultados de la medición y, en consecuencia, incertidumbres de medición. Acciones características de las distintas pruebas mecánicas evaluadas satisfactoriamente. La máquina proporciona una solución programas de ingeniería y tecnología de ingeniería que deseen ampliar sus capacidades de pruebas de materiales, pero no son capaces de financiación de la adquisición de compresión comercial y máquinas de pruebas de extensión.

Santos Tineo, y otros (2013) en su tesis para optar el título de ingeniero mecánico electricista en la Universidad Señor de Sipan de Chiclayo Perú “diseño de maquina electromecánica con capacidad de 100 kN para ensayos de tracción de probetas de acero” este estudio se basa en los fundamentos de ingeniería y de diseño mecánico. En este trabajo se han diseñado los mecanismos más importantes para lo cual primero se efectuó una metodología de diseño conceptual, funcional y de

detalle de los componentes de la maquina: sistema de soporte estructural, sistema de sujeción de probetas, sistema de carga de tracción, sistemas de medición de datos del ensayo y unidad de control y de regulación, se realizaron metodologías de cálculo estático por predicción de falla por carga estática, predicción por carga variable para las piezas con carga fluctuante; estabilidad de la estructura soporte y frecuencia natural y cálculos de tornillo de potencia, uniones atornilladas; se determinó que la máquina de ensayo necesita una potencia de accionamiento de 0.756 kW y velocidad reducida hasta 0.933 RPM y par necesario de 636.62 Nm, siendo de dimensiones de 1518.60 mm de alto por 503.18 mm de ancho, obteniendo un factor de seguridad mínimo 2.25 y una deformación máxima de 0.314 mm. La velocidad de carga aplicada será de 22.5 mm/min. Las probetas a ensayar están bajo la norma NTP341.002 hechas de acero al carbono y aleados comerciales, el ensayo de tracción bajo la norma NTPISO6892:2000, para determinar las propiedades mecánicas de estricción, elongación, esfuerzos de fluencia, resistencia a la tracción y esfuerzos de rotura. Como una de sus conclusiones principales resalta que la máquina es factible técnicamente de construir y su factibilidad económica es posible pues el costo total es de 9080.89 nuevos soles, con una tasa interna de retorno de 253% en un periodo de 2 años.

SÁNCHEZ GAVIDIA (2010) en su tesis para optar su título de ingeniero Mecánico en la Pontificia Universidad Católica del Perú, "Incertidumbre de los Resultados Medidos en el Ensayo de Tracción, Obtenidos en las Maquinas del Laboratorio de Materiales de Ing. Mecánica PUCP". En el cual se busca encontrar los valores de incertidumbre en las medidas obtenidas al realizar ensayos de tracción con las maquinas universales zwick SP-600 y MFL de 60 Ton. Algo resaltante que se hizo en la investigación se tomó en cuenta la "Directriz para la Estimación y Expresión de la Incertidumbre de la Medición" dada por INDECOPI que establece criterios de la medición en ensayos cuantitativos. Los análisis se efectuaron en el laboratorio de materiales de la Universidad, para los ensayos se emplearon probetas planas y redondas de acero bajo la norma ASTM A370 – 08. Logrando como resultado incertidumbres para los esfuerzos de fluencia, máximo y deformación plástica final; que son las principales propiedades que se les concede a los clientes cuando requieren el trabajo de ensayo de tracción para un material. Se concluye de la

investigación que mediante este método para hallar la incertidumbre se pueden tener en cuenta gran aumento de variables que intervienen en el resultado y que antes no se tenían en cuenta, permitiendo estimar no solo la naturaleza de lo que se mide sino el protocolo a seguir. La investigación permite una garantía de calidad en los resultados alcanzados para los ensayos de tracción realizados por el laboratorio de PUCP dando mayor confianza en las mediciones tanto a los analistas como a los clientes del laboratorio.

Xiao Yan-jun, y otros (2010) en su proyecto que realizaron en la escuela de ingeniería mecánica de Hebei University of Technology- Tianjin, China; “Diseño de la máquina de prueba de tracción basada en Control Sistem MCGS” Este trabajo pretende utilizar el software de configuración MCGS para completar el sistema de software de prueba de tracción del diseño de la máquina; utiliza la tarjeta de adquisición de datos pci1710 para completar la adquisición y procesamiento de datos de tensión y desplazamiento; en el mismo tiempo, el sistema de control puede lograr que los datos de tensión y desplazamiento se procesen en tiempo real e impresión de formularios de datos; también, puede alcanzar la prueba de tracción control de la velocidad de la máquina. Para esto se seleccionaron sensores de desplazamiento y de tensión y amplificación de señal, hay muchos tipos de sensores de desplazamiento, basados en los requisitos de medición e instalación del sistema, el tipo de sensor de desplazamiento de resistencia elegido en esta prueba, el rango de medición del sensor es de 0,02 mm --- 25 mm, la distancia estándar de sensores: 50 mm. De acuerdo con los requisitos del material de prueba, se eligió 10 kn con sensores de tensión, este sensor cuenta con Elastoméric, Strain Gage Bridge y la composición de la cubierta, la fuerza hace que las partes sensibles del elástico se vuelvan deformable. Esta deformación puede hacer que la resistencia calibre que se adjunta en las partes sensibles de las películas convertida a la correspondiente variación de resistencia. La aplicación del software de configuración hace cambio fundamental en las formas de mostrar la prueba Resultados en la máquina de prueba, puede exhibir tiempo real dimensional, que incluye el estrés y el desplazamiento, y lograr el requisito de pruebas de tracción basadas en materiales actuales. Este sistema es fácil de operar, ahorrando costos y mejorando el contenido técnico. La aplicación de tarjeta de adquisición de datos

multifunción ha aumentado la precisión y la estabilidad de la recolección de datos del experimento, mientras que el IPC tiene una gran capacidad de adaptación al entorno de trabajo y también es fácil de usar. En la actualidad, con los nuevos materiales emergentes, el experimento de las propiedades mecánicas de los materiales se hace cada vez más importante, esta máquina de prueba de tracción puede satisfacer las exigencias de las propiedades mecánicas de los materiales, y tiene características típicas modernas de máquina de prueba de tracción actual.

Martínez, y otros (2010) en su tesis para optar el grado ingenieros de materiales en la universidad Simón Bolívar Venezuela “diseño y construcción de una máquina para realizar ensayos de torsión”, para probetas de sección transversal cilíndrica de materiales metálicos, tomando el Acero AISI 1020 como el material metálico de mayor resistencia a ensayar. Como objetivo general diseño y construcción una máquina para realizar ensayos de torsión, de acuerdo a las dimensiones de las probetas, se seleccionaron un motor y una caja reductora capaces de proporcionar el momento torsor necesario para fracturar el material de mayor resistencia, posteriormente se seleccionaron instrumentos de adquisición de datos para registrar el esfuerzo realizado por la maquina sobre la probeta, y el ángulo de deformación de la misma durante el ensayo y así poder construir la gráfica del esfuerzo aplicado con respecto a la deformación angular de la probeta. Para obtener los datos de esfuerzo, se diseñó un eje con una barra empotrada al mismo, que presiona una celda de carga y a su vez permite la torsión de la probeta al proporcionar una reacción al momento torsor del motor. Concluyo que el diseño fue desarrollado de manera conservadora para asegurar el funcionamiento de la máquina de ensayos y evitar fallas durante el desarrollo del proyecto, sin embargo, si se considera un factor de seguridad inferior a 3 en el diseño, se puede utilizar la máquina para ensayar probetas de mayor resistencia siempre que se respeten los cálculos.

Forzanti (2009), en su tesis para optar el grado de ingeniero mecánico en la universidad de Carabobo “Diseño y construcción de un banco de ensayos para dispositivos de osteosíntesis” con la finalidad de disponer en el Centro de Biomecánica en la Universidad de Carabobo de una maquina capaz de caracterizar

mecánicamente fijadores externos bajo las normas ASTM, de tal manera que se logre determinar la rigidez y estabilidad de los fijadores externos antes de ser aplicados clínicamente. La investigación tuvo como objeto general es diseñar y construir un banco de ensayos para dispositivos de osteosíntesis, para lograr el objetivo se determinaron las especificaciones de las pruebas a realizar y las correspondientes al banco de ensayos, se desarrolló los cálculos mecánicos necesarios para el diseño, con los pasos anteriores se procedió a la selección de materiales y equipos involucrados para la ejecución de los planos constructivos. Para lo cual concluyeron que el diseño cumple con el criterio de rigidez establecido por la norma ASTM D638-03, la geometría y sus dimensiones fueron definidas de acuerdo a las especificaciones de las pruebas a realizar y a las características de los elementos a evaluar y que los costos de la maquina desarrollada representan el 24% del costo de una maquina comercial importada de igual capacidad.

Nogales Villavicencio (2008) en su investigación previo a la obtención del título de Ingeniero en Electromecánica en la Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga “Diseño y construcción de una máquina para realizar el ensayo de tensión mecánica”. Como objetivo general es diseñar y construir una máquina que permita realizar el ensayo de tensión, para realizar el proyecto se hizo visitas técnicas a empresas e instituciones para conocer sobre la máquina y poder realizar el diseño mecánico, hidráulico, eléctrico. Seguidamente se procedió a la adquisición de los elementos para empezar con la construcción y el montaje de todos los elementos, el software en donde se desarrolló la programación del proyecto fue en LabView el cual es un lenguaje de programación gráfico y así proceder a las pruebas respectivas. En las Conclusiones de su investigación, se diseñó, se seleccionó y construyo los elementos mecánicos de toda la maquina el diseño se guio en las diferentes geometrías de las maquinas estudiadas; la selección de los elementos mecánicos que ayudan a la maquina se efectuó debido a sus particularidades tecnológicas, según la aplicación dada, se obtuvo la curva esfuerzo – deformación, esta curva se logra obtener mediante el software, la tarjeta de obtención de datos y los sensores respectivos.

Bernabé Arce (2008) en su tesis para obtener el título profesional de ingeniero mecatronico en la Universidad Nacional de Ingeniería “Automatización de una máquina de tracción probadora de estrobos de acero” el cual lleva a la ejecución de los dispositivos electrónicos sobre todo el sistema de la máquina, así como de un controlador que su función la medida de la fuerza aplicada al estrobo. Como objetivo se plantea la implementación de un procedimiento que realice las ensayos de tracción a estrobos de acero de una manera automatizada, es decir, el funcionamiento de los componentes sean realizados por un autómatas según circunstancias de secuencia y seguridad en su ocupación, para esto se detalla la teoría que respalda las bases de las pruebas a ejecutar a los estrobos, como las pruebas de materiales, las condiciones a considerar y las normas que rigen dichos ensayos, luego se habla del sistema automático probador de estrobos, detallando los diferentes componentes que se han añadido y de cómo el sistema realiza los ensayos de tracción de una forma automatizada. Se estudia los resultados obtenidos de la automatización desde el punto de vista técnico y también de cómo se realizó el proyecto. Se concluye que el sistema nos admite la posibilidad de compartir la información adquirida y se tiene un tiempo de recuperación de inversión muy pequeña.

Cuenca, y otros (2007) en su tesis previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico en la Universidad Nacional de Loja- ECUADOR, que tiene como título “ Implementación de un Sistema de Adquisición de datos para la Máquina de Ensayos a la Tracción Construida en AEIRNNR” se plantea este proyecto para mejorar el conocimiento de los estudiantes y suministrar a los profesores de nuevas herramientas para comprobar sus conceptos con nuevas metodologías enfocadas en ciencias aplicadas, el proyecto consiste en la adquisición, análisis y presentación de datos por computadora de la máquina de ensayos a la tracción. Como primer paso se identificaron las variables involucradas y por cada variable se implementó sensores como para la fuerza y la deformación (celda de carga y satín gages) posteriormente se hará el diseño y la construcción de los elementos complementarios para la implementación de los sensores, se construirá un sistema electrónico para poder adecuar la señal a los categorías de operación de módulos de obtención de datos, lo cual se logró con el programa Lab View el cual

proporciona datos en tiempo real y está diseñado especialmente para la comunicación directa con los dispositivos de medición de campo. Concluye que la adquisición de datos implementado funciona a satisfacción aportando de esta manera a la superación académica de una forma práctica y sencilla a los estudiantes de la carrera y a la comunidad en general, por medio del software se logró obtener los resultados deseados, los mismos que son confiabilidad, rendimiento y precisión, se puede acceder a la información de una forma rápida.

1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA

1.3.1. ENSAYOS DE TRACCIÓN

El ensayo de tracción es una medida de la capacidad de un material que reacciona a las fuerzas que se aplican en forma de tensión en diferentes materiales, la fuerza de tracción tiende a tirar del material aparte de los dos extremos y determinar la resistencia del material que en qué medida el material se estira antes de romperse, el procedimiento de prueba y la forma y las dimensiones de una muestra de tracción deben tomarse de las normas ISO u otras normas relacionadas, dependiendo de los materiales y productos consideración y que esten libres de defectos superficiales observables

El ensayo a tracción es la forma básica de obtener información sobre el comportamiento mecánico de los materiales, debe controlarse dentro del rango de velocidad de deformación utilizando un tipo de engranaje o un servo-hidroestático-tipo probador. Durante la prueba, la carga aplicada y el desplazamiento se debe registrar una longitud de calibre de una muestra de tracción. Obteniendo a partir de los resultados de la prueba de tensión. curvas de esfuerzo-deformación de materiales dúctiles. (Davis, 2004)

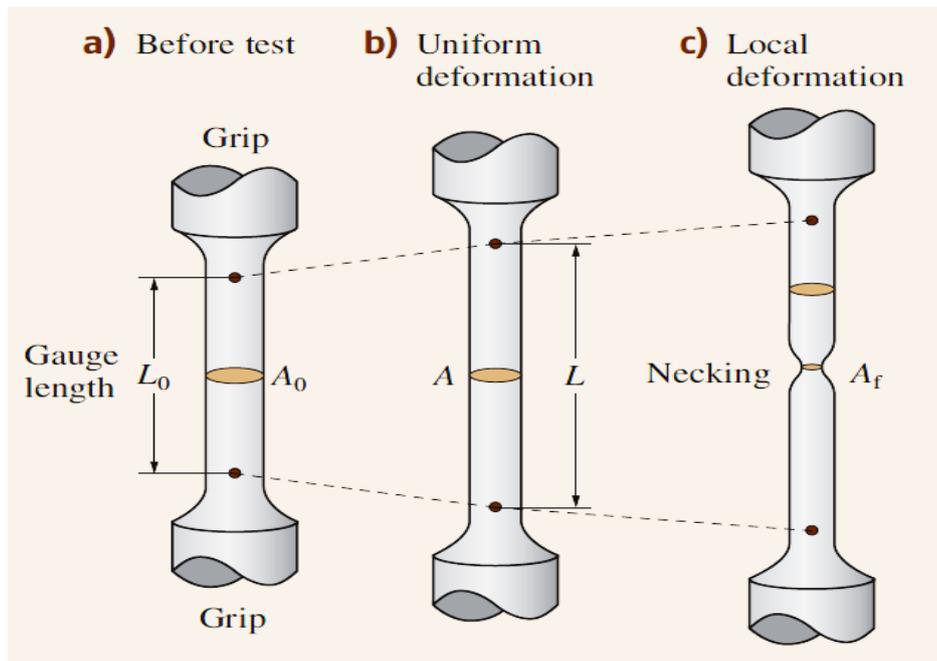


Figura N° 1 Deformación de la probeta

Fuente: CZICHOS, y otros (2006)

A medida que se va deformando la muestra, dependiendo del propósito, un strain gage o extensómetro va controlando el cambio en el calibrador longitud (ΔL), mientras que la carga (F) se mide simultáneamente con una célula de carga con base en el área inicial (A_0) y la longitud nominal (L_0), la tensión nominal (σ) y la deformación nominal (ϵ) se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma = F / A_0, \dots\dots\dots (1)$$

$$\epsilon = \Delta L / L_0 \dots\dots\dots (2)$$

Donde:

ΔL : Diferencia de longitud (adim)

F : Carga o fuerza (N)

A_0 : Área inicial (mm)

Lo: Longitud nominal (mm)

σ : Tensión

ϵ : Deformación (mm)

Una región elástica lineal al principio, donde el esfuerzo es proporcional a la deformación y la deformación es reversible.

Después del inicio del flujo plástico, la curva se desvía desde la línea elástica. la tensión de flujo aumenta con una tensión creciente, lo que significa que el material se refuerza por deformación plástica; se llama endurecimiento de trabajo. Cuando se descarga, sólo se recupera una deformación permanente, deformación plástica, permanece. en esta región, el uniforme se produce una deformación plástica. para las deformaciones plásticas, la condición de volumen constante se asume a menudo.

Al alcanzar la tensión máxima, que se llama la resistencia a la tracción final (S_u) o simplemente la resistencia a la tracción, una tensión más baja es suficiente para continuar deformando el material plásticamente porque se produce un estrechamiento. Después del inicio del estrechamiento, la deformación se localiza en una región que la condición de la tensión ya no es uniaxial, sino que es triaxial, las micro fallas se forman dentro de la región de cuello, crecen, se conectan entre sí y conducen al deslizamiento de la región de anillo exterior restante. así, la vista después de la fractura se ve como una taza y un cono y por lo tanto se denomina fractura de copa y cono, este fenómeno es típico de la fractura dúctil. (CZICHOS, y otros, 2006)

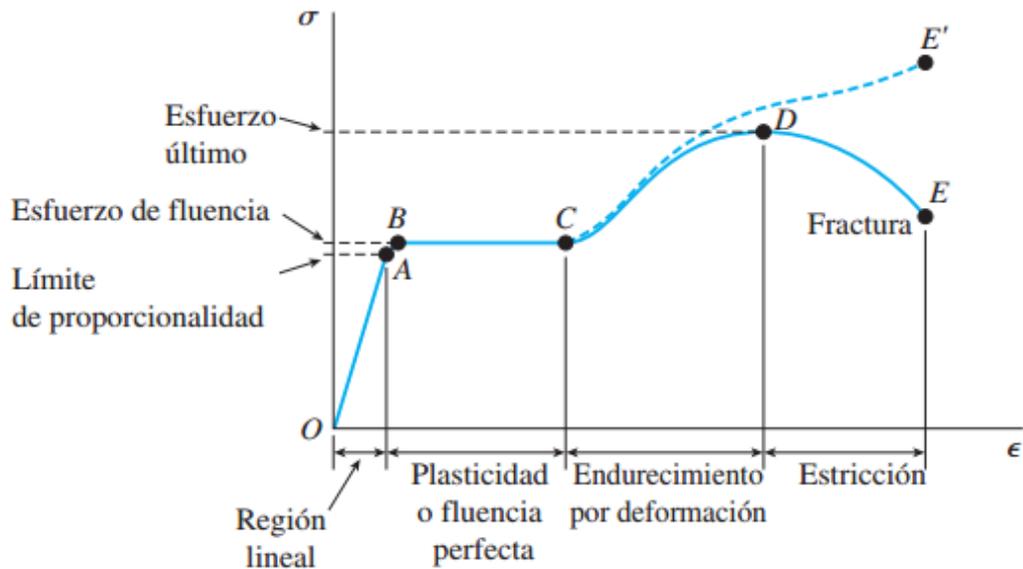


Figura N° 2 Curva de esfuerzo-deformación en el ensayo de tracción

Fuente: Hibbeler (2011)

1.3.2. PROBETAS PARA ENSAYOS DE TRACCIÓN

La probeta de ensayo patrón se usa para alcanzar una variedad de características de los materiales que se emplean. En la figura N° 3 se muestra una probeta para el ensayo de tracción típica y sus dimensiones generales. El diámetro d_0 y la longitud l_0 , que se usan para medir sus dimensiones, se registran antes de dar inicio la prueba. Después, la probeta se instala en la máquina de ensayos de tracción y se carga paulatinamente en tensión mientras se observan la carga P y la flexión. (Budynas, y otros, 2008)

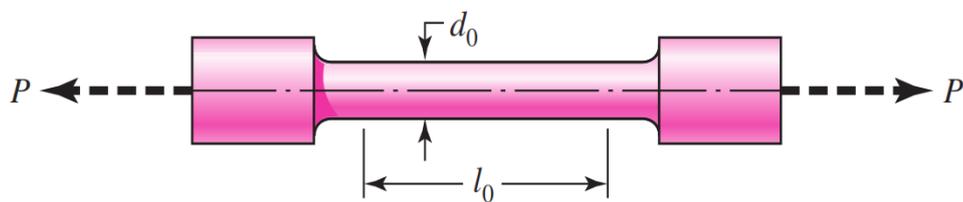


Figura N° 3 Probeta de ensayo

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Para la aplicación de este proyecto se usarán probetas cilíndricas y los esfuerzos a los se ven sometidas se calcula con la ecuación (1).

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi r^2} \dots \dots \dots (3)$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi(d_0)^2} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

F : Es la fuerza aplicada por el pistón hidráulico

d_0 : Es el diámetro de la sección transversal de la probeta

σ : Es el esfuerzo axial promedio

A: Área de la probeta

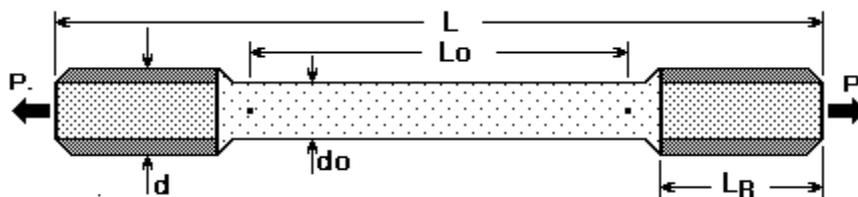


Figura N° 4 Probeta de ensayo

Fuente: HIBBELER (2011)

Las probetas para ensayos de tracción se hacen en una diversidad de formas. La sección colateral de la probeta es redonda, cuadrada, o rectangular. Para los metales, si una pieza de suficiente grueso puede conseguir de tal manera que pueda ser sencillamente maquinada, se usa usualmente una probeta redonda; para láminas y placas en acumulación usualmente se emplea una probeta plana.

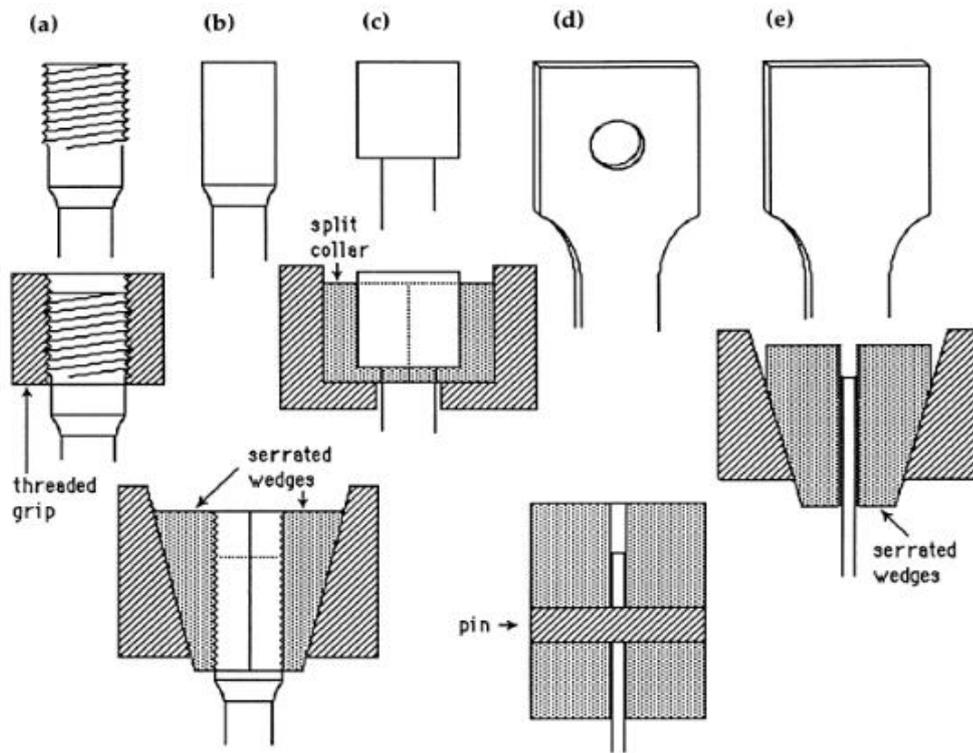


Figura N°5 Tipos de probetas de ensayo

Fuente: J.R. Davis, Tensile Testing (2004)

1.3.3. MÁQUINA DE TRACCIÓN

Las máquinas de ensayos a tracción son máquinas que desde el ámbito de resistencia de materiales tienen un lugar importante para saber las características de los materiales de construcción, las cuales presentan sus mayores ventajas, como en lo referente a la versatilidad de operaciones que se podrían realizar en ella.

Se pretende una máquina de tracción por lo general, capaz de:

- Obtener la fuerza suficiente para provocar la fractura de la probeta.
- Verificar la velocidad de aumento de fuerzas.
- Registrar las fuerzas, F , que se utilizan y los alargamientos, ΔL , que se verifica en la probeta.

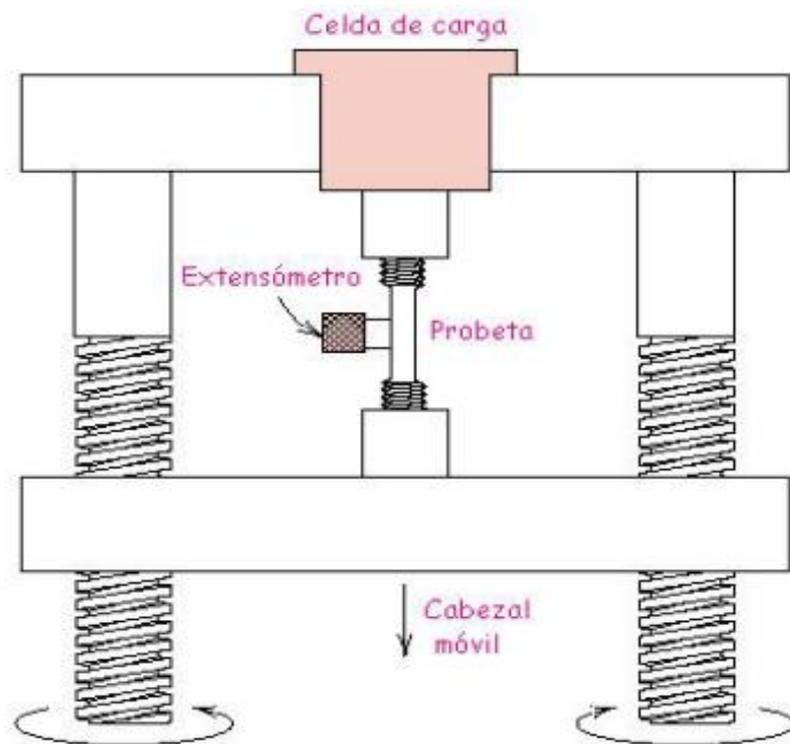


Figura N° 6 maquina universal de ensayos de tracción

Fuente: CALLISTER (2002, pag.116)

La máquina de ensayo aplica la deformación deslizando el parte móvil a una velocidad variable. La célula de carga conectada a la mordaza fija manda un pulso que representa la carga aplicada, todo el sistema está automatizado a un ordenador que registra el desplazamiento y la carga leída (CALLISTER).

1.3.4. TIPOS DE MAQUINAS DE TRACCIÓN

A) Máquina de ensayo de Tracción neumático

Es un probador de accionamiento neumático para la medición de resistencia a la rotura de conductores eléctricos, terminales, conectores, envolturas de cables, etc. Cuando se usa con un indicador mecánico, es ideal para las áreas donde se requiere la seguridad intrínseca. Este medidor neumático se puede utilizar para la tracción o pruebas de compresión. La velocidad de la prueba rápida hace que sea ideal para pruebas en la cadena de producción.

El medidor neumático dispone de un recorrido de ensayo de 6 pulgadas (15 cm) y velocidad de la RAM puede controlarse tan bajo como 0,1 pulgadas (2,5 mm) por minuto. El probador funciona con aire limpio y seco, con una presión de aire máxima de hasta 160 psi (11,2 bar) (Ametek, Test & calibration instruments).

Características:

- Fácil de utilizar
- Velocidad de retorno independiente
- Mordazas retractiles automáticamente



Figura N°7 Máquina de ensayo de Tracción neumático
Fuente: Catalogo (Ametek, Test & calibration instruments)

B) Máquina de ensayo de tracción manual / mecánico

Es un instrumento para la prueba de la cantidad de deformaciones, así como la característica de la relación de carga de extensión y de compresión de los resortes. Las máquinas se pueden utilizar en el trabajo pruebas de carga de los resortes de extensión y compresión que tiene una longitud de trabajo específico.

Características funcionales:

- Mejor interfaz hombre-máquina (HMI)
- Alta precisión y resolución
- El usuario puede ajustar de forma independiente hasta aceleración de la gravedad del lugar de uso. De esta manera, la conversión de prueba y la unidad sería más exacto
- El usuario puede moverse libremente entre los tres modelos siguientes: patrones en tiempo real y de valores de cresta y el patrón de valor de pico automática
- Sentencia de aceptación o rechazo de prueba datos a imprimir y se almacenan, valor máximo, valor mínimo y valor medio (sólo para la máquina de impresión de cinta) se adopta
- MODBUS-RTU acuerdo estándar para la comunicación; Interfaz USB se adopta para la mejor conexión con la configuración y la conexión del PLC (Wenzhou trípode Instrument Manufacturing).



Figura N° 8 Máquina de ensayo de tracción manual

Fuente: Wenzhou tripod Instrument Manufacturing (www.wenzhou.instrument.pe.)

C) Máquina de ensayo de Tracción Universal por sistema mecánico.

Este sistema se encarga de transformar el esfuerzo torsional aplicado manualmente, en esfuerzo longitudinal, por medio de un tornillo sin fin, como se muestra en la Figura N°9.

El panel consiste de un sistema de energía hidráulica, sistema de lectura digital, pulsadores de accionamiento, válvulas de control de fuerza e impresión de los resultados de las pruebas realizadas.

Es una máquina costosa para el uso requerido, y está diseñada para cumplir estándares al momento de realizar flexión, tracción, y compresión. La lectura digital de la máquina está dada por un sistema adaptado por un microprocesador que viene de una sucesión con todas las máquinas digitales.

La calibrada precisión y receptibilidad es mejor que el 1% sobre el superior 95% del rango de trabajo.

No ocasiona ruido ya que para la fuerza es aplicada manualmente.

Ventajas:

Tiene un buen acabado superficial debido a su diseño, y su durabilidad se alarga debido a la robustez simplicidad del diseño.

Desventajas:

No es confiable en las mediciones porque su sistema es mecánico, difícil para hacer su mantenimiento ya que su estructura es pesada, y es difícil de transportar por el peso que adquiere el diseño.



Figura N°9: máquina de ensayo de tracción universal por sistema mecánico

Fuente:

D) Máquina de ensayo de tracción controlado por ordenador / electromecánico

La máquina de ensayo de tensión de rotura está diseñada principalmente para llevar a cabo la fluencia y rotura pruebas de tensión de una amplia variedad de materiales para ambas especificaciones estándar y personalizadas, tales como ASTM E139, ISO 204, y las normas internacionales similares. Estas máquinas son capaces de cubrir la determinación de la cantidad de deformación como una función del tiempo (ensayo de fluencia) y la medición del tiempo para la fractura a ocurrir cuando una fuerza suficiente está presente (prueba de ruptura) de los materiales cuando bajo fuerzas de tracción constantes en constante temperatura.

Características:

Motor servo avanzada y la bola de tornillo accionado que asegura cargar sencillamente.

Aislador de vibración ajustable monta accesorios disponibles para una amplia variedad de pruebas.

Numerosas varillas de tracción a alta temperatura, la muestra de soportes, sistemas de hornos y extensómetros disponibles para aplicaciones de relajación de fluencia y de tensión.

Una unidad de base robusta completamente cerrado soporta la parte inferior del actuador de la cruceta y de prueba, esta unidad de base alberga una caja integral espolón engranaje / conjunto de accionamiento por correa dentada HTD, motor y tacómetro de circuito impreso.



Figura N° 10 Máquina de ensayo de tracción controlado por ordenador / electromecánico

Fuente: Hualong (www.hualong.net)

E) Máquina de ensayos de tracción hidráulica

El objetivo de control automático por servo, esto nos permite ejecutar el control completo de los métodos de ensayo de tracción, cumpliendo las funciones de cálculo, obtención de datos, proceso de datos e impresión de reportes y diagramas de ensayo. El procedimiento de medida se calibra de modo automática, sin

necesidad de ser configurado, entregando una regulación continua de la velocidad de forma arbitraria y suave. La máquina universal hidráulica asimismo tiene un interruptor para aumentar y demostrar los resultados de las curvas de prueba. Cómodamente se puede variar el modo de operación, de automático a manual, con el fin de concertar el modo de control y su velocidad. El operario de la máquina universal hidráulica está en capacidad de establecer parámetros relacionados con los niveles de fuerza máximos para ejecutar la prueba y informar que se presente sobre carga.



Figura N° 11 Máquina de ensayos de tracción hidráulica

Fuente: Selvosas Tesiting Machines (www.servosis.com)

F) Alternativa 6: Máquina de ensayo de Tracción Universal por sistema de caja reductora.

En la figura N° 12 podemos observar que este tipo de sistema se encarga de transformar el movimiento rotacional en movimiento lineal, transformando el torque aplicado por el motor en esfuerzo longitudinal. Puede ser controlada a través de un ordenador su variabilidad le permite ser utilizada en la mayoría de los ensayos normalizados, pudiendo trabajar tanto a tracción, compresión y flexión.

La máquina cuenta con bancada, columnas laterales (dependiendo de la carga pueden ser 2,3,4), parte superior, parte inferior, cédas de carga, mordazas, flexión,

etc. La velocidad de deslizamiento puede alterar entre una máxima de 100 mm/min y una mínima de 0,0001 mm/min. Se pueden obtener de 200 y 500 mm/min.

Precio normal acorde al presupuesto determinado para el proyecto, tiene un buen acabado superficial y su durabilidad es regular para el tiempo de uso que se puede dar.

Ventajas:

Para su mantenimiento no se requiere de mano de obra especializada, ya que el sistema consta de muchas piezas y partes móviles.

Desventajas:

Se genera ruido perceptible durante el funcionamiento de la máquina, y tiene un peso elevado por el material del cual está construido.

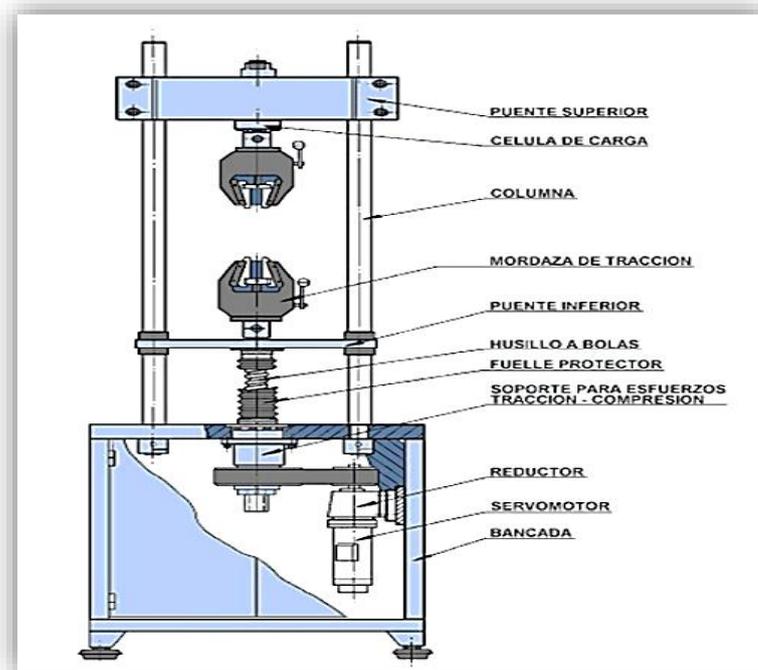


Figura N°12: Máquina de ensayo de tracción por caja reductora.

Fuente: MARTINEZ, y otros, 2010

1.3.5. DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA MAQUINA DE TRACCION

A) ANÁLISIS ESTÁTICO

Diagramas de Cuerpo Libre

El análisis de una estructura o máquinas muy complicadas se puede resolver por medio del exclusión de elementos, para después analizar y calcular mediante el empleo de diagramas de cuerpo libre.

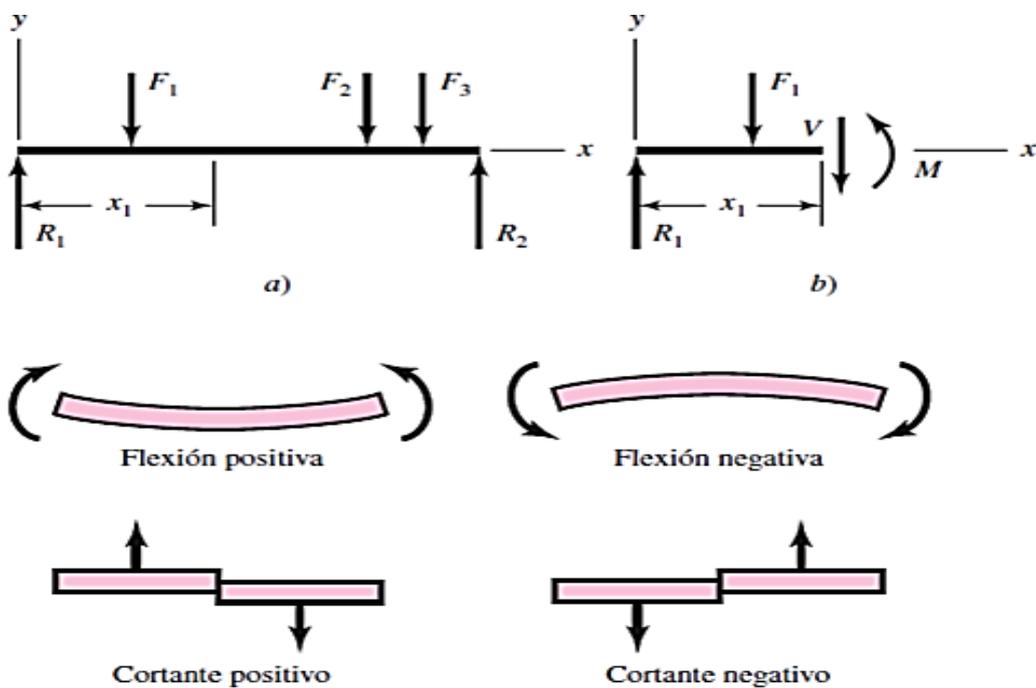


Figura N°13: Diagramas de cuerpo libre cortante y de flexión

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Los diagramas de fuerza cortante y de momento flector representan gráficas de la fuerza cortante y el momento internos dentro de una viga.

Momento de Inercia

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

Donde:

I = Momento de Inercia

b = Base

h = Altura

Centro de Gravedad - Centroide

El centroide de un área se describe al punto que define el centro de toda la geometría del área.

$$\bar{y} = \frac{\sum \pm A_i y_i}{\sum A_i} \dots\dots\dots (2)$$

Esfuerzos Máximo Concentrador de Esfuerzo

En los elementos de máquinas que tienen un cambio en su sección se producen concentraciones de esfuerzo, en la mayoría de oportunidades causadas por orificios o muescas. El esfuerzo máximo flexionante en estas secciones se establece a través de un factor de concentración del esfuerzo K, que se halla a partir de las gráficas encontradas en las pruebas.

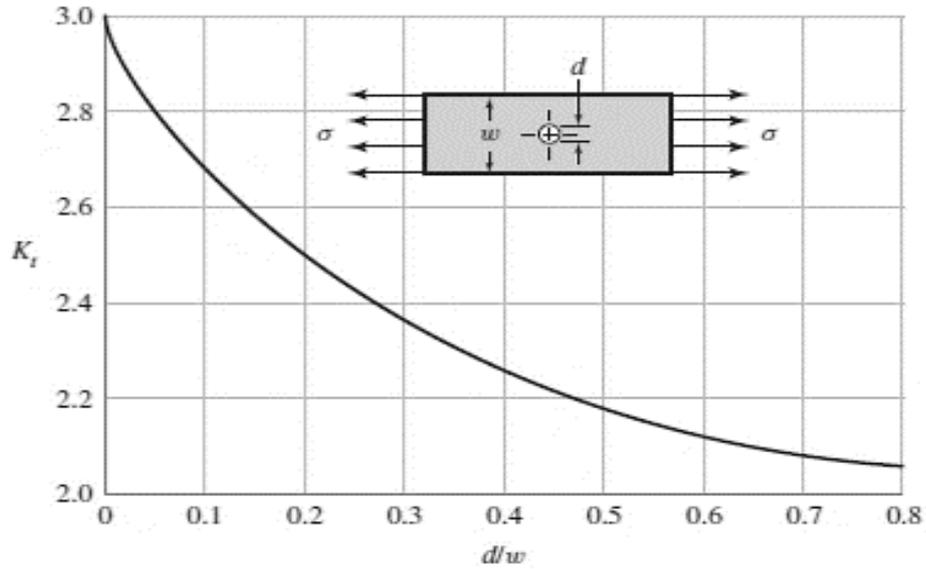


Figura N°14: grafica para determinar kt

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Esfuerzo de Flexión Máximo

$$\sigma_{max} = k \frac{M_{max} C}{I} \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = esfuerzo normal máximo

M máx.= momento interno resultante.

C = centroide

I = momento de inercia

k = factor de concentración de esfuerzo

Esfuerzo Cortante Máximo

$$\tau = \frac{V Q}{I t} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

T = esfuerzo cortante máximo

v = fuerza cortante.

Q = primer momento de área (Y.A)

I = momento de inercia

t = ancho

Teorías de falla

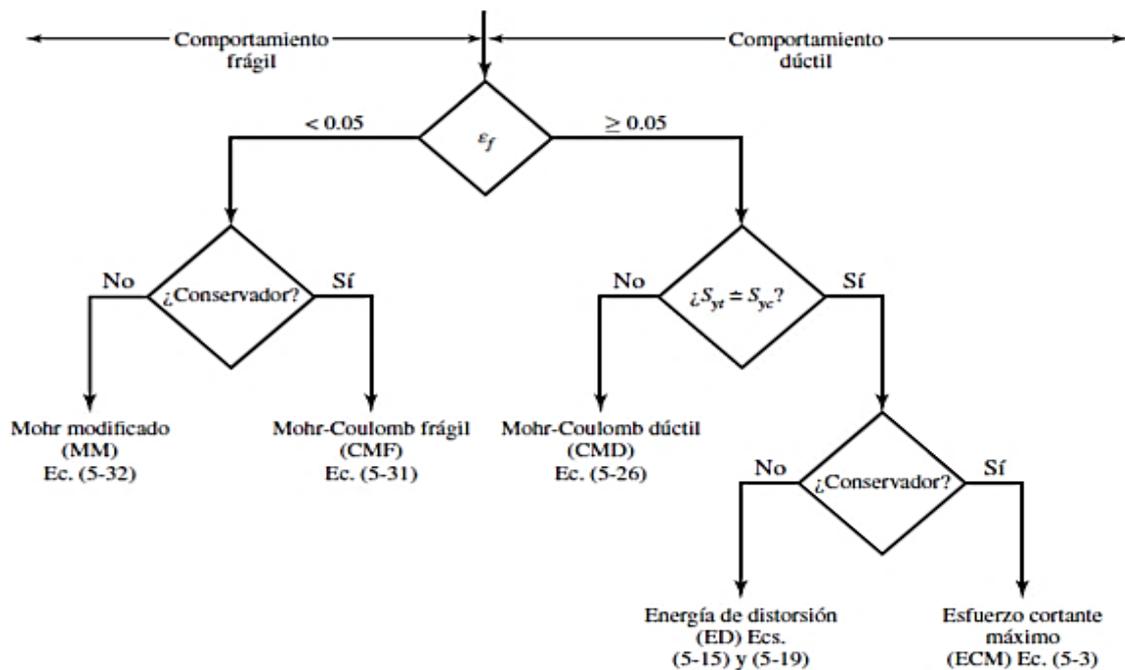


Figura N°15: Selección de Criterios de Falla

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo

La teoría de von mises nos indica que la falla por fluencia ocurre cuando la fuerza de deformación total por unidad de volumen logra o sobrepasa la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la tenacidad a la fluencia en tensión o en compresión del material.

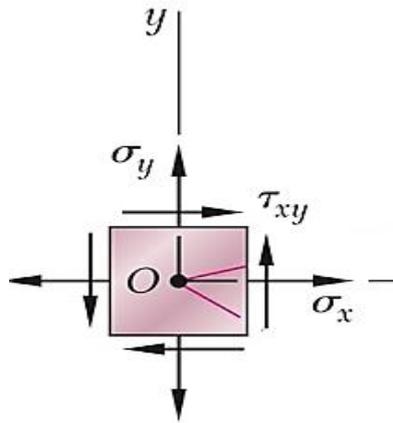


Figura N°16: Circulo de mohr
 Fuente: Budynas, y otros (2008)

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (5)$$

Donde:

σ' = esfuerzo de von mises

τ_{xy} = esfuerzo cortante

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

n = factor de seguridad (Adim.)

S_y = Esfuerzo de fluencia del material (Mpa)

σ' = esfuerzo de von mises

B) ANÁLISIS A LA FALLA POR FATIGA

Esta dado por cargas dinámicas, es el proceso de cambio estructural sucesivo que se da en un material sometido a tensiones y deformaciones variables en diferentes puntos de la estructura.

Límite de Resistencia a la Fatiga

La relación de del límite de resistencia a la fatiga varía según el tipo de material

$$Se' = 0.5(Sut)..... (7)$$

Donde:

Se' = limite de resistencia a la fatiga

Sut = Esfuerzo de último del material (Mpa)

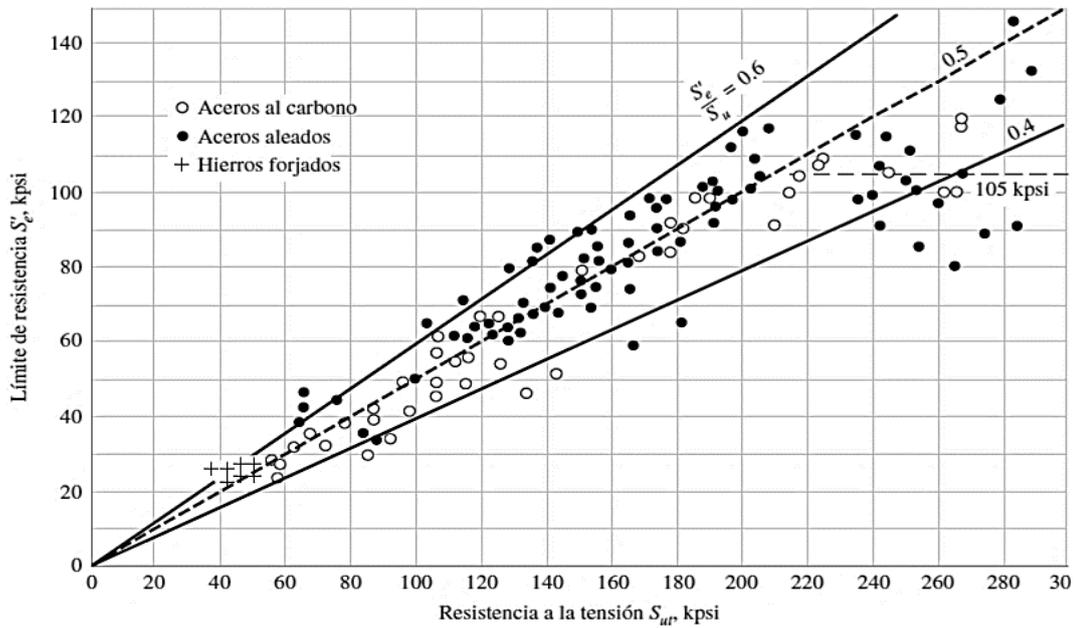


Figura N°17: Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias o la tensión

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Número de ciclos para la Falla

$$N = \left(\frac{\sigma a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \dots\dots\dots (8)$$

Donde:

N = Número de ciclos de vida

σa = Esfuerzo alternante (Mpa)

Factores que Modifican el Límite de Resistencia a la Fatiga

Factor de Superficie Ka

$$ka = aSut^b \dots\dots (9)$$

Tabla 1

Valores para ka

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Factor de Tamaño Kb

$$k_b = 1 \text{ Para carga axial no hay efecto}$$

Factor de Carga Kc

$$K_c = 1 \text{ Flexión}$$

$$K_c = 0.85 \text{ Axial}$$

$$K_c = 0.59 \text{ Torsión}$$

Factor de Temperatura Kd

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

$$k_d = 1 \text{ T}^\circ \text{ ambiente}$$

Figura N°18: factor kd

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Factor de Confiabilidad Ke

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

Figura N°19: factor ke

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Límite de Resistencia a la Fatiga en la parte Critica

$$Se = ka . kb . kc . kd . ke . Se' \dots \dots \dots (10)$$

Donde:

Se = Limite de Resistencia a la Fatiga en la Ubicación Critica

Caracterización de Esfuerzos Fluctuantes

Casi siempre, los esfuerzos alternantes sobre la maquina normalmente toman la representación sinusoidal debido a la naturaleza de las diferentes máquinas. Asimismo, también suceden otro tipo de patrones, algunos muy impredecibles.

A continuación, algunos diagramas de esfuerzo tiempo:

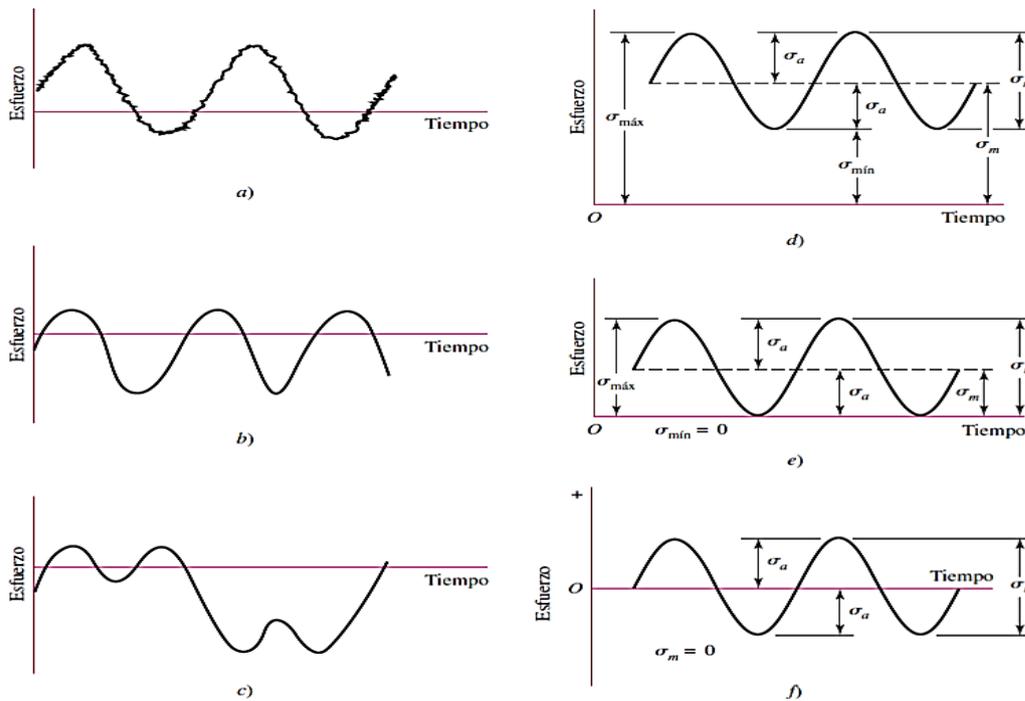


Figura N°20: Gráfica de esfuerzos fluctuantes

Fuente: Budynas, y otros (2008)

Donde: $\sigma_s =$ esfuerzo estatico o cte.

$\sigma_a =$ componente de la amplitud

$\sigma_m =$ componente del esfuerzo medio

$\sigma_r =$ intervalo de esfuerzo

Criterios de Falla por Fatiga

Tres métodos para graficar los resultados de los ensayos

- Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \dots\dots (11)$$

- Goodman mod

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \dots\dots (12)$$

- Gerber

$$\frac{n\sigma a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (13)$$

- ASME- elíptica

$$\left(\frac{n\sigma a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma m}{S_y}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (14)$$

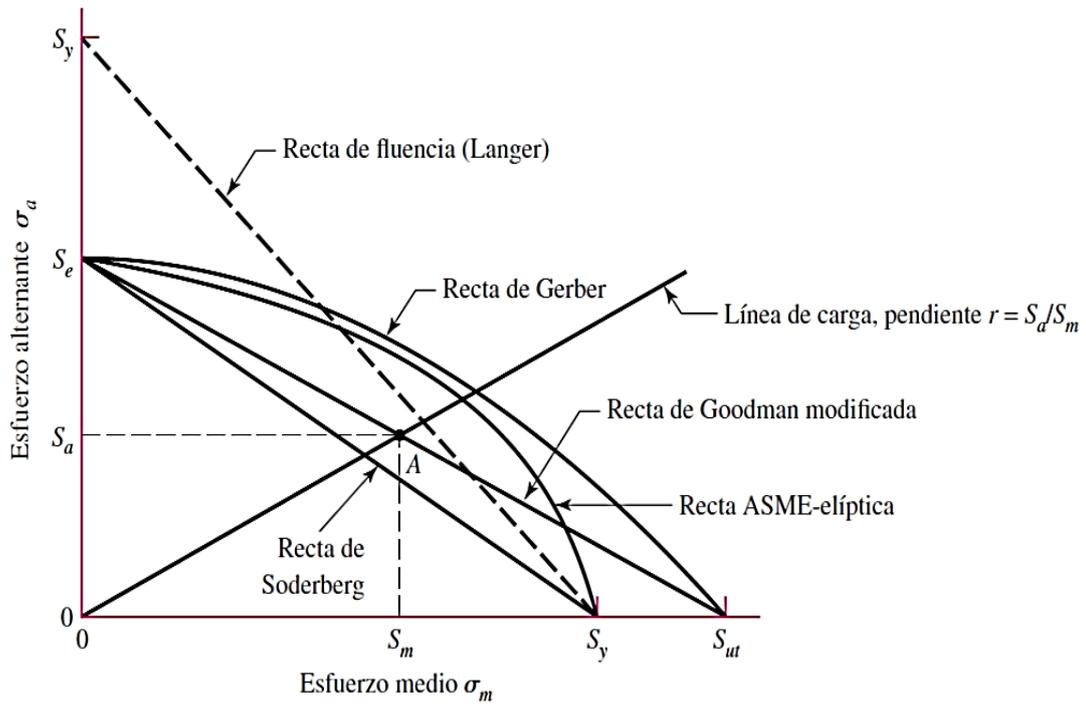


Figura N°21: Gráficas de los criterios de falla por fatiga
Fuente: Budynas, y otros (2008)

1.3.6. SISTEMAS, COMPONENTES DE UNA MAQUINA DE TRACCIÓN

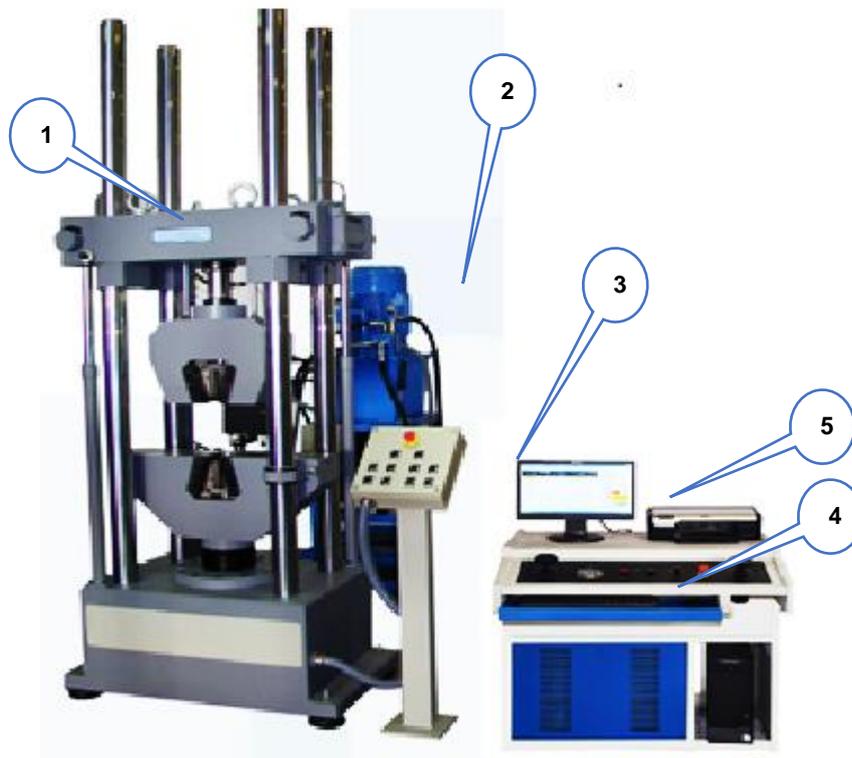


Figura N° 22 Partes del Maquina de tracción: 1. Sistema de chasis; 2. Sistema Hidráulico; 3. Sistema Eléctrico; 4. Sistema Electrónico y de Control; 5. Sistema de Software.

A) DINAMÓMETROS (CELDAS DE CARGA)

La señal de fuerza es alcanzada por una célula de carga. Está integrada por un puente de wheatstone de galgas extensométricas, acoplado a una estructura cuya distorsión, causada por una fuerza exterior, incita la aparición de un ligero desequilibrio resistivo en el puente de wheatstone, que se convierte en una discrepancia de potencial proporcional a la fuerza realizada. La fuerza que capta la célula de carga es, debido a su medio, la misma que tolera la probeta bajo ensayo, es decir: hay un ajuste directo entre la prueba a ensayar y la célula de carga.

De esta cualidad el esfuerzo se lleva a cabo sobre la misma célula de carga, ya sea a compresión, o a tracción. La célula de carga, está perfilada para poder mostrar esfuerzos tanto a compresión como de tracción. La señal será positiva (compresión) y, en otro, negativa (tracción). La exactitud se conserva en ambos sentidos. (ETS Intarlaken Technologies 2008)

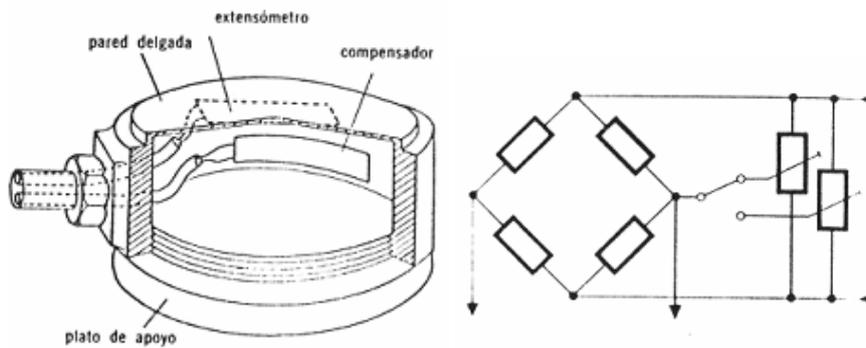


Figura N° 23 Dinamómetro a resistencia eléctrica

Fuente: logicbus www.logicbus.com

B) Instrumento para medir la deformación (Extensómetro)

El extensómetro nos da a conocer la medida de la deformación prolongado de las pruebas. El medio de unión a la probeta es manual, por medio de una pinza lateral con unión por resorte. El sistema de medida es un transductor de alargamiento que convierte el movimiento de la punta de una lengüeta en una señal eléctrica. La transformación se ejecuta con la ayuda de bandas extensométricas dentro del mecanismo, montadas en un circuito de puente sobre la lengüeta de medición. Las bandas especialmente desarrolladas para el tipo de medición, así como el conjunto de técnicas de aplicación, el circuito de compensación y la elección de materiales certifican una alta exactitud y una larga permanencia de vida de la unidad. (ETS Intarlaken Technologies 2008).

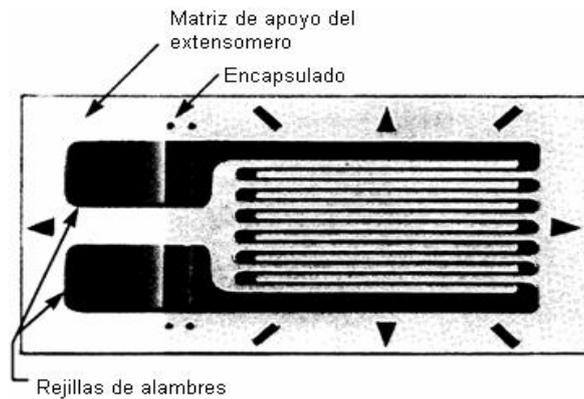


Figura N° 24 Medidor de Deformación

Fuente: HIBBELER (2011)

C) Cilindros Hidráulicos

Los cilindros hidráulicos están diseñados para el trabajo en ensayos estáticos y cuasi estáticos, siendo utilizados en ensayos consecuentes. El sellado es por juntas de bajo fricción y alta velocidad, e incorpora un recinto de drenaje para acopiar las pequeñas fugas, que regularmente se ocasionan trabajando.

Pueden ser acoplados en bancadas de ensayo, en el caso que el sistema integre una máquina de ensayos. Mediante el uso del software de control pueden acoplar de manera individual o armonizada con otros actuadores, del mismo tipo o de cualquier otro. La fuerza y la carrera se ajustan en cada caso a las exigencias del proyecto (Servosis Testing Machines).



Figura N° 25 Cilindro Hidráulico

Fuente: Bastishop hydraulics

1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuál será la configuración geométrica y características técnicas de una máquina de ensayos de tracción de 10 toneladas para el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo de Trujillo?

1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

Justificación Económica: la realización de este proyecto permitirá un ahorro de aproximadamente el 25% para la universidad en comparación con la compra de una maquina en el mercado que se encuentran disponibles.

Justificación Tecnológica: Este proyecto será de ayuda para la comunidad universitaria, gracias a este estudio va permitir tener a disposición la máquina de ensayos de tracción. Asimismo, la comunidad estudiantil tendrá la oportunidad de trabajar con sistemas actualizados como el de software, electrónico, hidráulico, mecánico, que a la misma vez todos los sistemas estarán automatizados.

Justificación Académica: El estudio de este proyecto permitirá instruir adecuadamente a los futuros ingenieros en el aspecto experimental y practico de la carrera. Este trabajo constituiría un hito en el desarrollo de equipo para ensayos mecánicos en la universidad.

Justificación Institucional: La institución se verá beneficiada su imagen académica al poseer en su laboratorio la máquina, y así poder mejorar su calidad en la enseñanza y garantizar la calidad de sus egresados.

1.6. OBJETIVOS

1.6.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina de ensayos de tracción de 10 Ton. para mejorar la enseñanza de la Mecánica de Sólidos Deformables y cursos afines, en el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo.

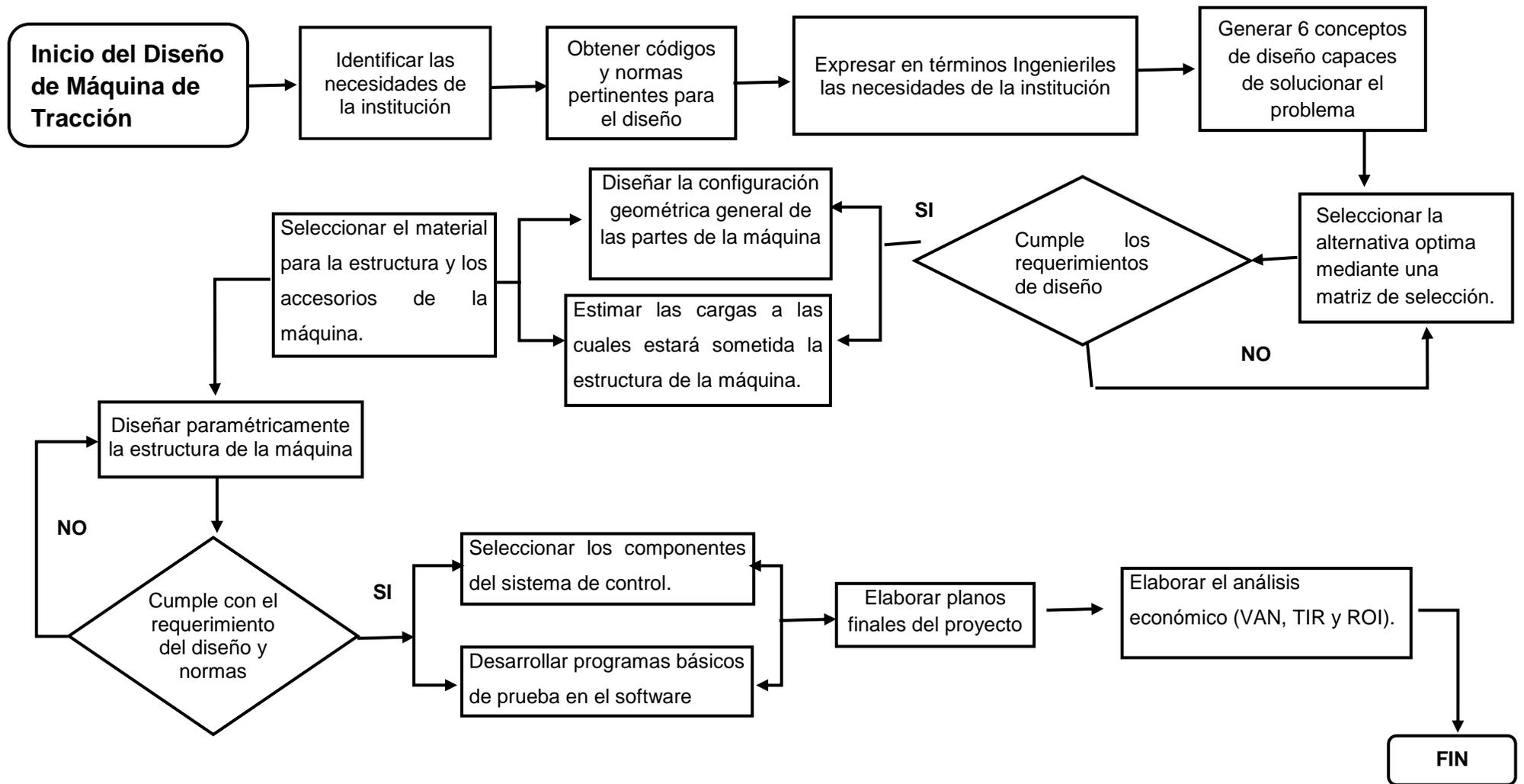
1.6.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar las necesidades de la institución académica.
- Seleccionar las normas y códigos que servirán como marco al diseño y verificación del equipo.
- Expresar en términos ingenieriles las necesidades de la institución.
- Generar 6 conceptos alternativos capaces de solucionar el problema planteado.
- Seleccionar la alternativa óptima mediante una matriz de selección.
- Diseñar la configuración general de la máquina.
- Definir las dimensiones generales de la máquina en base a entrevistas y normativa de diseño
- Seleccionar los materiales de las partes más importantes del equipo
- Estimar las cargas a las cuales estará sometida la estructura de la máquina.
- Diseñar paramétricamente la estructura de la máquina de tracción considerando los factores de seguridad por esfuerzo y por deflexión requeridos para asegurar robustez y precisión en la medida.
- Diseñar el esquema de control de la máquina.
- Seleccionar los componentes
- Elaborar los planos generales, de fabricación y de montaje.
- Realizar el presupuesto de la máquina y el análisis económico (TIR, VAN y ROI)

CAPITULO II

MÉTODO

2.1. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN



2.2. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Dado que el presente proyecto contempla un diseño formal, este debe ser conmensurado a una metodología de diseño acorde. En vista de ello se hará uso de un esquema de variables adaptado de la literatura de diseño aceptada mundialmente (Eggert, 2010; Dieter y Schmidt, 2000). En esta literatura, se propone 4 tipos de variable: Variables de Diseño, Variables de Solución, Parámetros de Definición de Problema y Variables intervinientes.

En la sección “1.3.6. Partes de la Máquina de Tracción” se mencionó que principales sistemas de este son: Sistema de chasis, Sistema de Sistema Hidráulico, Sistema Eléctrico, Sistema Electrónico y de Control, Sistema de Software. En nuestro caso, el bastidor (sistema de chasis) será sometido al diseño paramétrico debido a que una vez finalizado este los demás sistemas pueden ser simplemente seleccionados según la capacidad de la máquina (10 Ton.).

Parámetros de Definición de Problema:

- Altura de la máquina < 3m
- Capacidad de la Máquina 10 Ton.

Variables de Diseño:

- N° de soportes laterales
- Espesor de plancha
- Configuración de estructuras superior e inferior
- Material

Variables de solución

- Esfuerzo Von Mises (adim.) σ'
- Esfuerzo Fs. (adim.)
- Deformación absoluta δ
- Deformación Fs. (adim.)

Variables intervinientes

- Temperaturas del ambiente (°C)

DIAGRAMA DE CAJA NEGRA PARA DISEÑO PARAMETRICO DEL BASTIDOR DE LA MAQUINADE TRACCIÓN

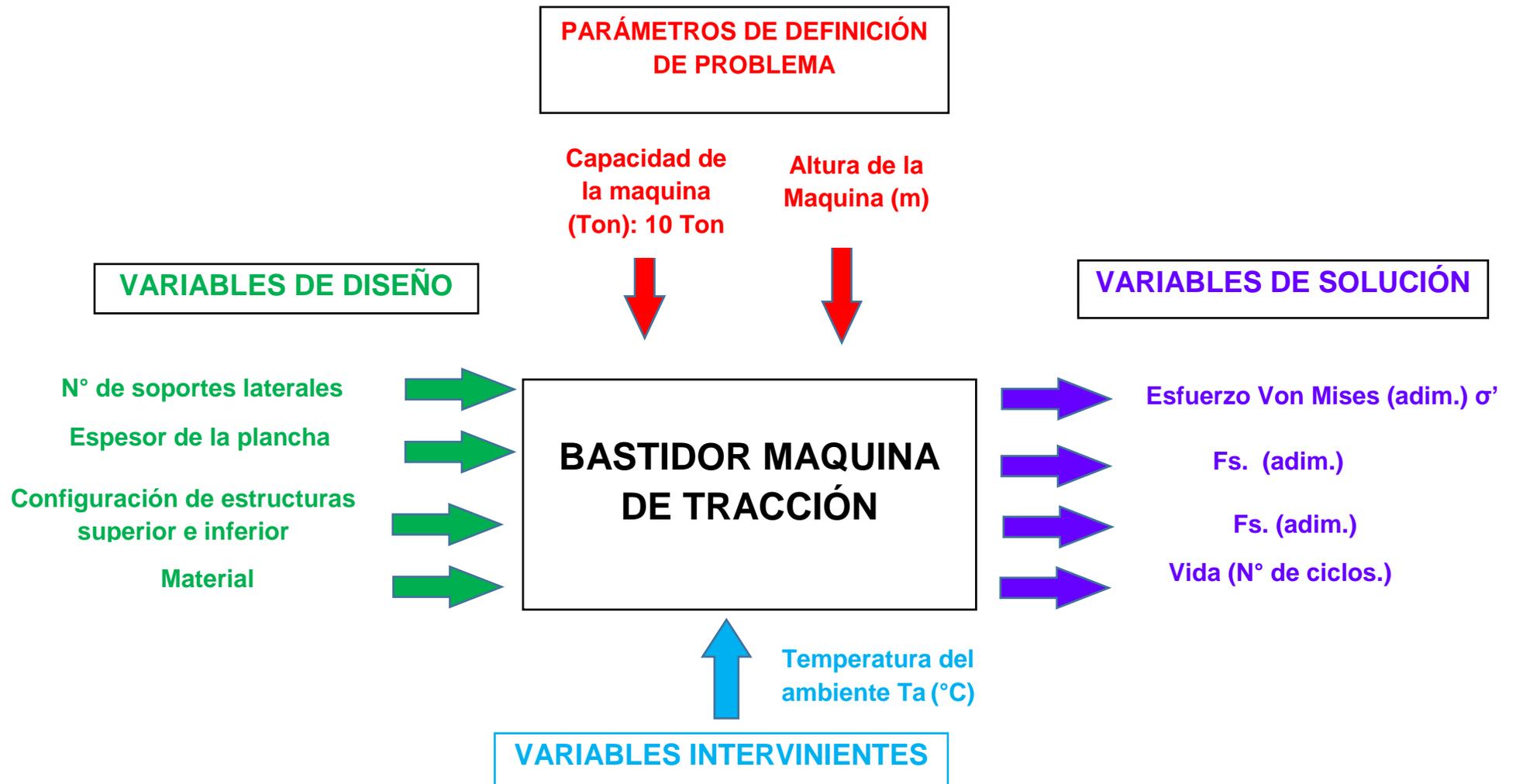


Figura N° 26: Dimensionamiento General del Bastidor

Fuente: Elaboración Propia

OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Tabla 2

Operacionalización de variables

	<i>Variable</i>	<i>Definición conceptual</i>	<i>Definición operacional</i>	<i>Indicadores</i>	<i>Escala de medición</i>
DE DISEÑO	Configuración geométrica del chasis	Geometría del diseño y/o sistema a realizar	La configuración estará dada de acuerdo a la elección del modelo	Características: Largo Ancho Altura	Razón
	Espesor de plancha	Espesor del material	Robustez de un sólido	Espesor	Intervalo
DE SOLUCIÓN	Factor de seguridad global (esfuerzo)	Valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido.	Se determina de acuerdo a la simulación	Esfuerzo	Rango
	Factor de seguridad global (deformación)	Valor calculado de la capacidad máxima de un sistema al resistirse al cambio de forma o tamaño el cual puede ser visible o casi imperceptible.	Se determina de acuerdo a la simulación	Deformación	Rango

Fuente: Elaboración Propia

2.3. POBLACIÓN Y MUESTRA

Población: Máquinas de ensayos de tracción de 5 a 100 toneladas.

Muestra: Máquina de ensayo de tracción de 10 Ton para el laboratorio de la Escuela de Mecánica Eléctrica.

2.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD

Tabla 3

Técnica, instrumentos, validez de datos

Técnica	Instrumento	Validez
Entrevista	Ficha de entrevista	Especialista

Fuente: Elaboración Propia

2.5. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS

La identificación de las necesidades de la institución académica se realizará mediante entrevistas a las autoridades académicas y docentes a tiempo completo de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica. Luego se analizará detalladamente las respuestas coincidentes para llegar a un consenso.

La selección de las normas y códigos servirán como marco al diseño y verificación del equipo para lograr un diseño estandarizado y pretendido por la institución. Se expresará en términos ingenieriles las necesidades antes obtenidas a través de las entrevistas, y así continuar con el estudio a realizar.

Se generarán 6 conceptos alternativos capaces de solucionar y satisfacer las necesidades del problema planteado, se seleccionará mediante una matriz de selección logrado la selección se determinará la configuración general de las partes de la máquina.

Se procederá a calcular las cargas de diseño basado en los códigos o normas encontradas. Estos datos sirven como entrada para los cálculos de diseño y las simulaciones en Solidworks®, y seleccionar el material para la estructura. Se diseñará paramétricamente la estructura de la máquina de tracción considerando los factores de seguridad por esfuerzo y por deflexión requeridos para asegurar robustez y precisión en la medida.

CAPITULO III

RESULTADOS

3.1. NECESIDADES DE LA INSTITUCIÓN ACADÉMICA.

Con la intención de determinar claramente las necesidades de la institución, se realizaron entrevistas al personal relacionado al tema de ensayos mecánicos en la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Cesar Vallejo. En el Anexo No. 1 puede apreciarse el protocolo vacío usado para las entrevistas y en el Anexo No. 2 se detallaron todas las entrevistas ejecutadas.

En la Tabla 3 se puede apreciar un resumen de las respuestas más relevantes de los entrevistados. Las conclusiones de estas respuestas se brindan a continuación.

Columna 3: importancia del uso de laboratorios en la instrucción universitaria.

Los laboratorios son muy importantes ayudan a complementar las habilidades del estudiante, ayudan adquirir nuevos conocimientos e incitan a la investigación.

Columna 4: plan de mejora/implementación del laboratorio.

La universidad si cuenta con un plan estratégico para la implementación de los laboratorios.

Columna 5: beneficios al implementar una máquina de ensayos

Fortalecerá la parte practica en los alumnos y la formación académica.

Columna 6: características necesarias de la máquina de tracción.

Que sea de un tamaño y un rango adecuado que permita analizar los diferentes materiales.

Columna 7: rangos de costos de fabricación.

Un rango de S/. 20 000 a S/. 50 000

Columna 8: certificación de calidad del laboratorio.

Seguir protocolos y seguir con las normas ya dadas de acuerdo a la ley.

Tabla 4

Resumen de las entrevistas realizadas

N°	ENTREVISTADO	IMPORTANCIA DEL USO DE LABORATORIOS EN LA INSTRUCCIÓN UNIVERSITARIA	PLAN DE MEJORA IMPLEMENTACION DE LABORATORIOS	BENEFICIOS PEDAGOGICOS	CARACTERISTICAS TECNICAS	RANGOS PARA COSTOS DE FABRICACION	CERTIFICACION DE CALIDAD DEL LABORATORIO
1	INCISO VASQUEZ, JORGE	Muy importante	Plan de investigación, plan de mejora, plan operativo	Para fortalecer la practica en los alumnos	Tamaño y un rango de medición adecuado	S/.10000 a S/. 15000	Que se cuente con guías de prácticas estandarizadas.
2	DE LA ROSA BOCANEGRA, FELIPE	Parte del conocimiento que se imparte, importante para la investigación	Plan de investigación, plan de mejora, plan operativo	Mejor practica en los diferentes cursos	Que sea automatizada, para poder monitorear los ensayos	S/. 45000	Tener asesoramiento, para elaborar un protocolo
3	PAJARES HUALLÁN, LUIS MIGUEL	Es un requisito que exige el licenciamiento para luego llegar a una acreditación	Procesos de plan de investigación, plan de mejora, plan operativo	Para uso y conocimientos de los estudiantes	Que sea útil para diferentes materiales	s/. 30000 a s/.40000	Seguir las normativas de acuerdo a la ley universitaria
4	TEJEDA PONCE, ALEX	Es importante para completar las habilidades prácticas de los estudiantes.	Se realiza de manera anual y se mide con auditorías internas	Para la experimentación de teorías en resistencia de los materiales	La calibración de la máquina y que permita obtener medidas precisas mediante la automatización	De S/. 20000 a S/. 50000	El licenciamiento permite las universidades con laboratorios de calidad

Fuente: Elaboración propia

3.2. NORMATIVA DE DISEÑO

Luego de realizada la búsqueda bibliográfica se encontraron las normas más importantes relacionadas con los ensayos mecánicos de tracción. En la Tabla 5 se describe normas y reglamentos que se siguieron para el diseño y configuraciones de la máquina.

Tabla 5

Normas y Reglamentos para la Fabricación

NORMAS Y REGLAMENTOS	
Procedimientos de soldadura	Norma AWS D1.1
	Código establecido para soldadura Estructural-Acero
Para Materiales	AISI 304, ASTM A36

Fuente: ASTM (2010), AWS (2008), DIN (2004)

A continuación, se muestra un resumen de las normas seleccionadas como: normas para la medición de carga, normas para la medición de deformación y normas para los métodos de ensayo para pruebas de tensión en materiales, todas estas normas se pueden encontrar en el Anexo 3

NORMAS PARA LA MEDICION DE CARGA

ISO 7500-1: verificación de máquinas para ensayos uniaxiales estáticos - Parte 1. Máquinas de ensayos de tensión/compresión. Verificación y calibración del sistema de medición de fuerza.

- Esta norma especifica la verificación de las máquinas de ensayo tensión/compresión. La verificación consiste de:

- Una inspección general de la máquina de ensayos, incluyendo sus accesorios para la aplicación de la fuerza.
- Una calibración del sistema de medición de fuerza.

EN 10002-3: Materiales metálicos - ensayo de tracción - Parte 3:

- Calibración de células de carga para el ensayo de máquinas de ensayo con carga uniaxial.

NORMAS PARA LA MEDICION DE DEFORMACIÓN

ISO 9513: materiales metálicos – calibración de extensómetros usados en ensayos uniaxiales.

Esta norma especifica el método para la calibración de extensómetros usados en ensayos uniaxiales. El término “extensómetro” es entendido como el dispositivo de medida del desplazamiento y el sistema para la indicación o grabación del desplazamiento.

ASTM E83: Práctica estándar para la verificación y clasificación de sistemas extensométricos

EN 10002-4: Ensayos de tracción de materiales metálicos verificación de extensómetros usadas en pruebas uniaxiales

Normas para los Métodos de ensayo para pruebas de tensión en materiales

DIN 5012 5: Prueba de materiales metálicos piezas de prueba de tensión.

ASTM A370: métodos de ensayo estándar y definiciones para ensayos mecánicos de productos de acero.

ASTM E4-16: métodos estándar de verificación de fuerza de las máquinas de prueba.

ASTM E8: Métodos de prueba estándar para ensayos de tracción de materiales metálicos.

Estos métodos de ensayo cubren la prueba de tensión de materiales metálicos en cualquier forma a temperatura ambiente, específicamente, los métodos de determinación de la elasticidad, elongación del límite de elasticidad, resistencia a la tracción, elongación y reducción de área.

La temperatura ambiente se considerará de 10 a 38 ° C [50 a 100 ° F], a menos que se especifique lo contrario.

3.3. NECESIDADES DE LA INSTITUCIÓN EN TÉRMINOS INGENIERILES.

Utilizando la información obtenida en las entrevistas, la normativa revisada y el juicio ingenieril se obtuvieron los rangos deseables de las subfunciones de la máquina, las cuales se condensan en la Tabla 6.

Tabla 6

Necesidades del Equipo de Tracción en Términos ingenieriles

SUBFUNCION	CARACTERISTICAS INGENIERILES	UNIDADES	LIMITES
Geometría de la máquina	Tamaño	m	<3 m
Capacidad	Según escala	Ton.	≥ 5 Ton. a ≤ 50 Ton.

Fuente: Elaboración Propia

3.4. DISEÑO CONCEPTUAL

Para obtener un diseño adecuado se generaron 06 conceptos alternativos, los cuales se describe a continuación indicando su descripción, ventajas y desventajas.

CONCEPTO 1: Máquina de ensayo de Tracción Neumática

Este concepto se basó en un diseño de la empresa Ametek Test (www.ametek.test.pe). Es un probador de accionamiento neumático para la medición de resistencia a la rotura. Cuando se usa con un indicador mecánico, es ideal para las áreas donde se requiere la seguridad intrínseca. Este medidor neumático se puede utilizar para la tracción o pruebas de compresión. La velocidad de la prueba rápida hace que sea ideal para pruebas en la cadena de producción.

Ventajas

La máquina tiene como característica que es fácil de utilizar y su velocidad de retorno es independiente para mayor comodidad por lo que cuenta también con mordazas retractiles automáticamente

Desventajas

Se utiliza normalmente para materiales específicos de poca resistencia.

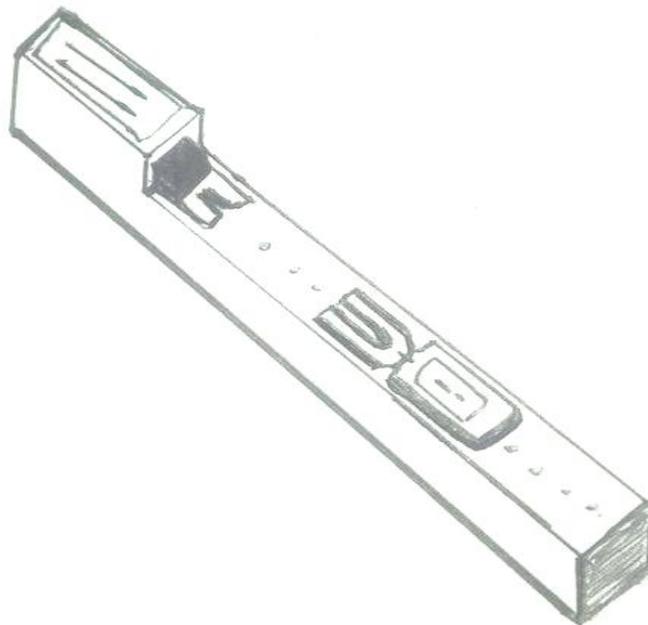


Figura N°27 Máquina de ensayo de Tracción neumático

Fuente: Elaboración Propia

CONCEPTO 2: Máquina de ensayo de tracción manual / mecánico

El concepto presentado en la figura N° 28 se basó en un diseño presentado por la empresa Wenzhou tripod Instrument Manufacturing(www.wenzhou.instrument.pe.), el cual es un instrumento para la prueba de la cantidad de deformaciones, así como la característica de la relación de carga de extensión y de compresión de los resortes. Las máquinas se pueden utilizar en el trabajo pruebas de carga de los resortes de extensión y compresión que tiene una longitud de trabajo específico.

Ventajas:

Este equipo se caracteriza por tener un mejor interfaz hombre-máquina y es de alta precisión y resolución.

El usuario puede ajustar de forma independiente hasta aceleración de la gravedad del lugar de uso. De esta manera, la conversión de prueba y la unidad sería más exacto

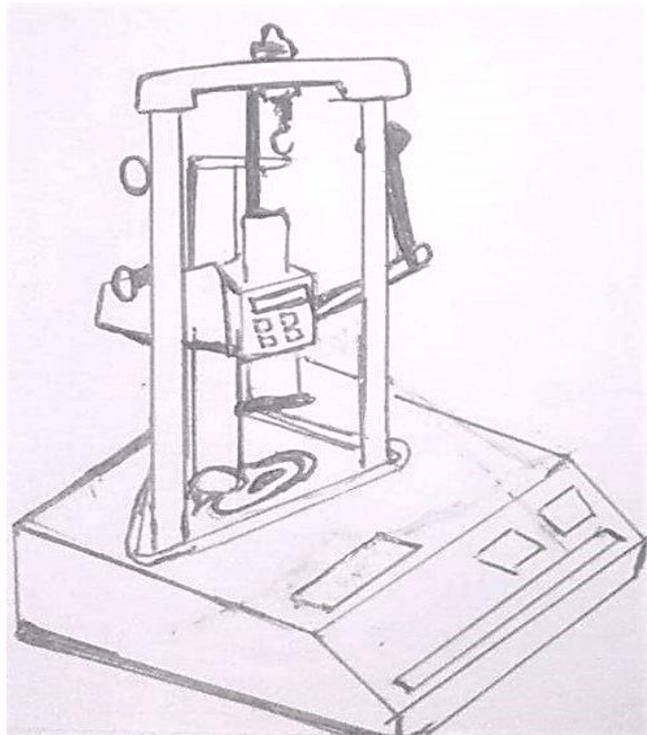


Figura N° 28 Máquina de ensayo de tracción manual

Fuente: Elaboración Propia

CONCEPTO 3: Máquina de ensayo de Tracción Universal por Sistema Mecánico.

Este sistema se apoyó en la máquina ya realizada por la empresa Instron Industrial Products (www.instron.com) el que se encarga de transformar el esfuerzo torsional aplicado manualmente, en esfuerzo longitudinal, por medio de un tornillo sin fin.

Es una máquina costosa para el uso requerido, y está diseñada para cumplir estándares al momento de realizar flexión, tracción, y compresión. La lectura digital de la máquina está dada por un instrumento controlado por un microprocesador que viene de serie con todas las máquinas digitales de este rango.

No ocasiona ruido ya que para la fuerza es aplicada manualmente.

Ventajas:

Tiene un buen acabado superficial debido a su diseño, y su durabilidad se alarga debido a la robustez simplicidad del diseño.

Desventajas:

No es confiable en las mediciones porque su sistema es mecánico, difícil para hacer su mantenimiento ya que su estructura es pesada, y es difícil de transportar por el peso que adquiere el diseño.

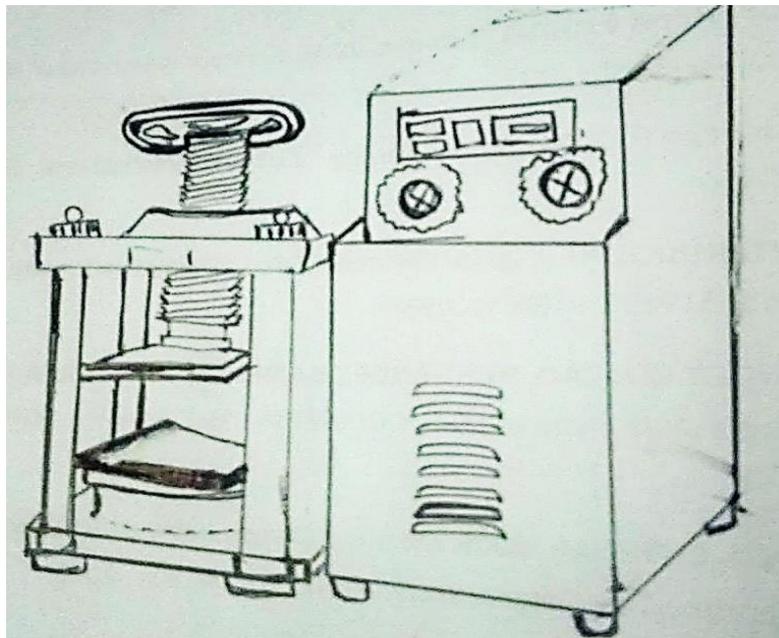


Figura N° 29: máquina de ensayo de tracción universal por sistema mecánico

Fuente: Elaboración Propia

CONCEPTO 4: Máquina de ensayo de tracción electromecánico

Este diseño de máquina de ensayo de tensión de rotura está diseñado principalmente para llevar a cabo la fluencia y rotura pruebas de tensión de una amplia variedad de materiales para ambas especificaciones estándar y personalizadas, tales como ASTM E139, ISO 204, y las normas internacionales similares. Estas máquinas son capaces de cubrir la determinación de la cantidad de deformación como una función del tiempo (ensayo de fluencia) y la medición del tiempo para la fractura.

La máquina tiene un motor servo avanzada y la bola de tornillo accionado que asegura cargar sencillamente. Aislador de vibración ajustable monta accesorios disponibles para una amplia variedad de pruebas, sistemas de hornos y extensómetros disponibles para aplicaciones de relajación de fluencia y de tensión. El siguiente diseño se basó un boceto de la empresa Hualong (www.hualong.net).

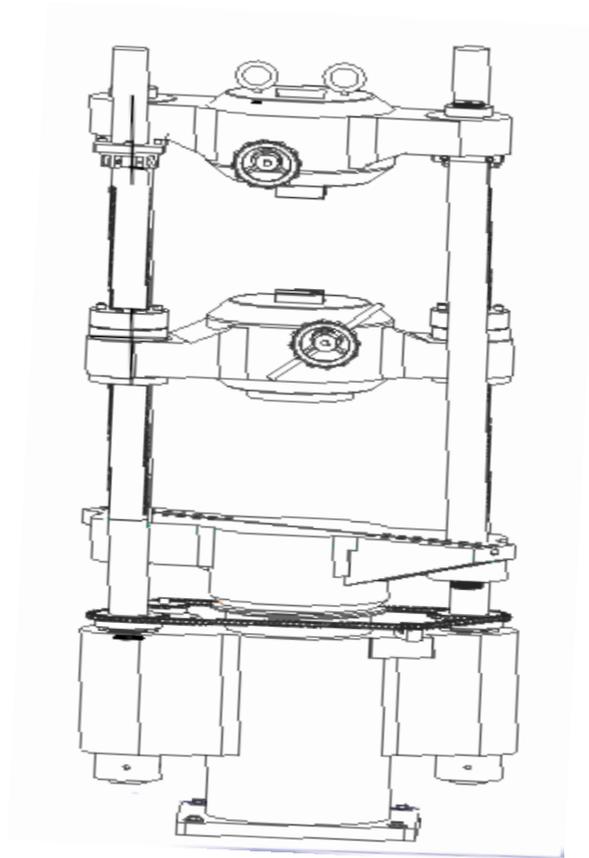


Figura N° 30 Máquina de ensayo de tracción electromecánico

Fuente: Elaboración Propia

CONCEPTO 5: Máquina de ensayos de tracción hidráulica

Para determinar este diseño de máquina nos basamos en un modelo de la empresa Servosis Testing Machines (www.servosis.com). El objetivo de control automático por servo, esto nos permite ejecutar el control completo de los métodos de ensayo de tracción, cumpliendo las funciones de cálculo, obtención de datos, proceso de datos e impresión de reportes y diagramas de ensayo. El procedimiento de medida se calibra de modo automática, sin necesidad de ser configurado, entregando una regulación continua de la velocidad de forma arbitraria y suave.

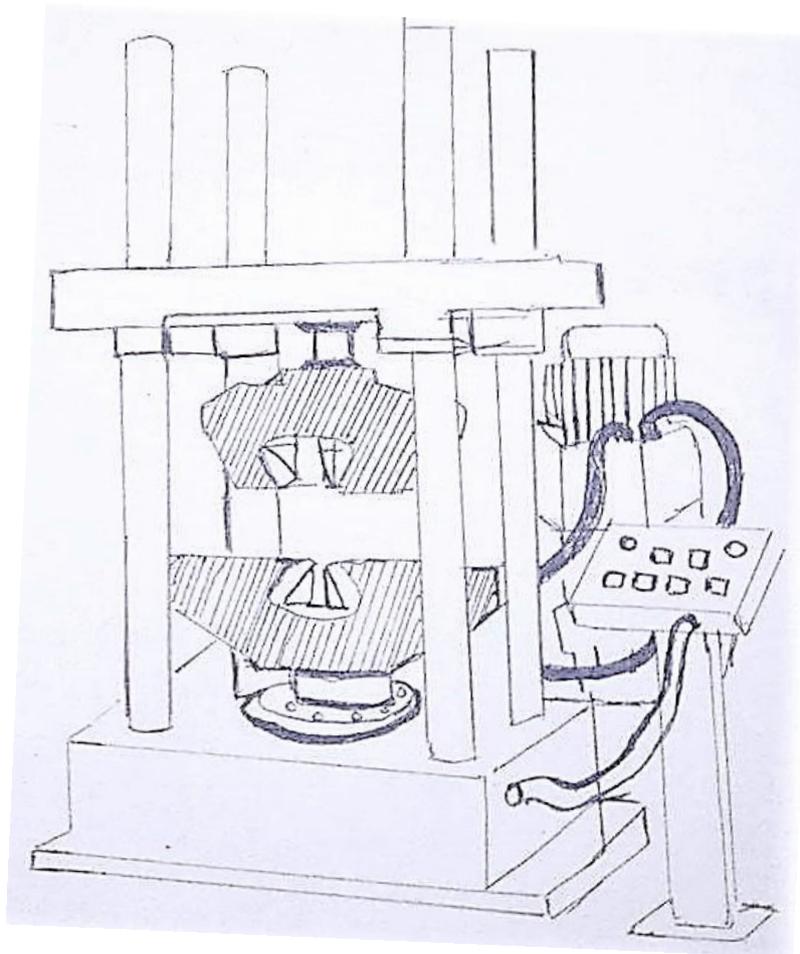


Figura N° 31 Máquina de ensayos de tracción hidráulica
Fuente: Elaboración Propia

CONCEPTO 6: Máquina de ensayo por sistema de caja reductora.

En la figura N° 32 podemos observar el boceto de la máquina que se basó en el diseño de MARTINEZ y otros (2010) este tipo de sistema se encarga de transformar el movimiento rotacional en movimiento lineal, transformando el torque aplicado por el motor en esfuerzo longitudinal. Puede ser controlada a través de un ordenador su variabilidad le permite ser utilizada en la mayoría de los ensayos normalizados, pudiendo trabajar tanto a tracción, compresión y flexión.

Ventajas:

Para su mantenimiento no se requiere de mano de obra especializada, ya que el sistema consta de muchas piezas y partes móviles.

Desventajas:

Se genera ruido perceptible durante el funcionamiento de la máquina, y tiene un peso elevado por el material del cual está construido.

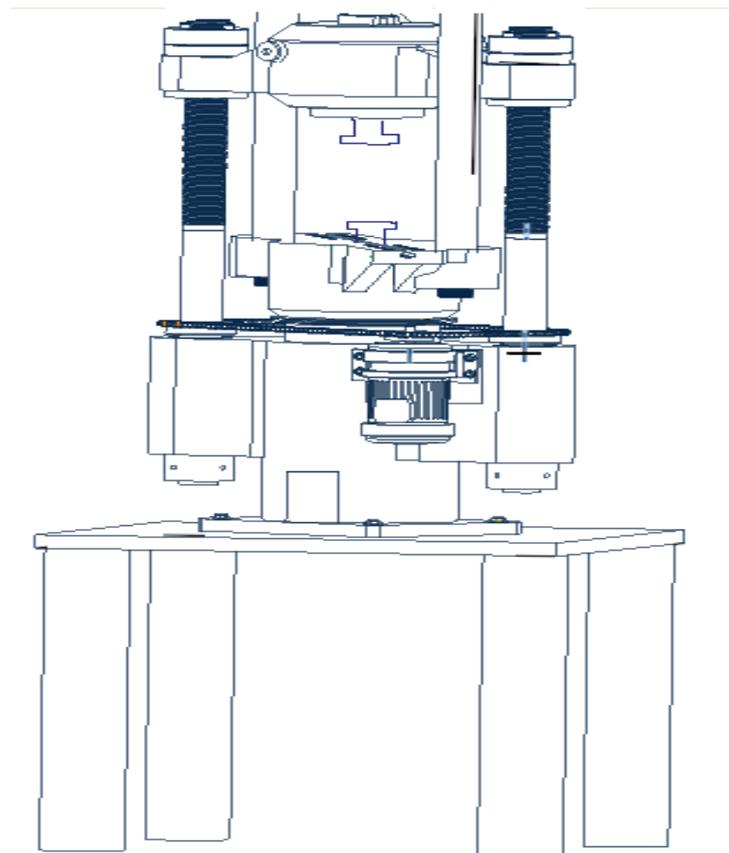


Figura N°32: Máquina de ensayo de tracción por caja reductora.

Fuente: MARTINEZ y otros (2010)

3.5. SELECCIÓN DEL CONCEPTO OPTIMO MEDIANTE UNA MATRIZ DE SELECCIÓN.

Luego de haber establecidos los conceptos alternativos se procedió a filtrarlos mediante una matriz de selección (Tabla 8).

En la Tabla 8 se puede observar la realización de la matriz de selección. Los criterios que se contemplan según su importancia se presentan a continuación en la Tabla 7 y los criterios tomados son de: costo, facilidad de diseño, facilidad de operación, mantenimiento y seguridad.

Tabla 7

Criterios según su importancia

CRITERIO	IMPORTANCIA
MANTENIMIENTO	25%
DISEÑO	25%
OPERACIÓN	20%
SEGURIDAD	15%
COSTO	15%
<i>TOTAL</i>	100 %

Fuente: Elaboración Propia

Los criterios que se consideran en la tabla 7 para la evaluación del diseño de la máquina de ensayos de tracción se definen a continuación:

Mantenimiento: Se consideró este criterio por la necesidad de realizar mantenimientos que no sean muy costosos y que ya no sea necesaria mano de obra especializada en el momento de su reparación.

Diseño: Se considera este criterio con el fin de verificar longitudes, espesores, y configuración de la estructura del equipo, que sea factible su fabricación.

Operación: Se tomó en cuenta para que la maquina tenga la maniobrabilidad adecuada y de uso adecuado por los usuarios.

Seguridad: Este criterio se toma en cuenta de acuerdo a la confianza que nos da la maquina al realizar un ensayo seguro.

Costo: En este criterio nos permite evaluar los costos de la fabricación que refiere cada equipo.

Tabla 8

Matriz de selección de conceptos

CONCEPTOS ALTERNATIVOS													
		CONCEPTO 1		CONCEPTO 2		CONCEPTO 3		CONCEPTO 4		CONCEPTO 5		CONCEPTO 6	
CRITERIO	Ponderación (%)	Rango	Ponderado (%)										
Mantenimiento	25 %	3	0.75	3	0.75	3	0.75	2	0.5	3	0.75	2	0.5
Diseño	25 %	2	0.5	1	0.25	2	0.5	2	0.5	3	0.75	1	0.25
Operación	20 %	3	0.6	2	0.4	1	0.2	4	0.8	4	0.8	2	0.4
Seguridad	15 %	1	0.15	2	0.3	2	0.3	3	0.45	4	0.6	2	0.3
Costo	15 %	3	0.45	2	0.3	2	0.3	1	0.15	2	0.3	3	0.45
TOTAL	100 %		2.45		2		2.05		2.4		3.2		1.9

La alternativa 5 fue la de mayor puntuación que es la máquina de tracción de ensayos hidráulica

Fuente: Elaboración Propia

Luego de dar un rango de criterios con una escala de 1 a 4, se encontró que el CONCEPTO 5 (Máquina de ensayos de tracción hidráulica) resulta ser la óptima de acuerdo a la importancia de los criterios con una calificación ponderada de 3.2 de 4

Definición de la matriz de selección:

Para realizar la matriz de selección se tomó en cuenta la teoría de EGGERT, (2010). En el cual se toma los criterios dando un porcentaje de acuerdo a la importancia que le damos, según las necesidades o requerimientos que se desee para el diseño en este caso se tomó en cuenta las necesidades de la institución y que se pudo determinar a través de las encuestas realizadas (ver Anexo 2) a las personas que conocen acerca del tema de la institución, así realizar la evaluación de las alternativas de solución que se plantearon y poder elegir a través de una ponderación de puntos dados según las características de las alternativas que fueron elegidos de acuerdo a los criterios descritos Tabla 7.

La puntuación obtenida de la matriz de selección ponderada indica que el concepto N° 5 es la más adecuada. Por lo tanto, esa será la base de solución conceptual para el diseño paramétrico.

3.6. DISEÑO DE CONFIGURACION GENERAL DE LA MAQUINA

Se realiza el diseño de configuración general de la máquina mediante los siguientes diagramas, los cuales detallan el proceso de selección del esquema de ubicación de la parte de la máquina.

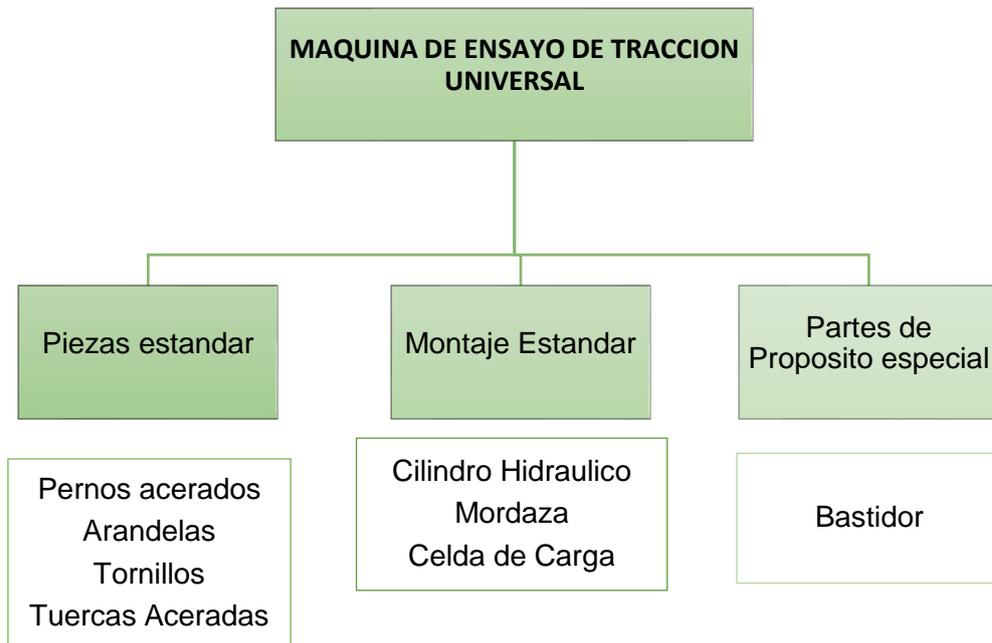


Figura N° 33: Diagrama de partes de la maquina

Fuente: Propia

3.6.1. Bocetos de Alternativas

Para determinar la configuración estructural del análisis que se va realizar se elabora una serie de diagramas burdos con disposiciones estructural distintas, con el fin de hallar la mejor alternativa tanto para cumplir con su función de sujetar y soportar las cargas, sin dejar de lado un factor importante que es la impresión estética que pueda proyectar.

Se detallan los siguientes diagramas burdos para la selección mediante matriz ponderada la mejor alternativa para la configuración geométrica de la estructura de la máquina.

A. Boceto de Configuración A

Se muestra en la figura N° 34 la primera configuración del equipo en forma horizontal con barras circulares de apoyo

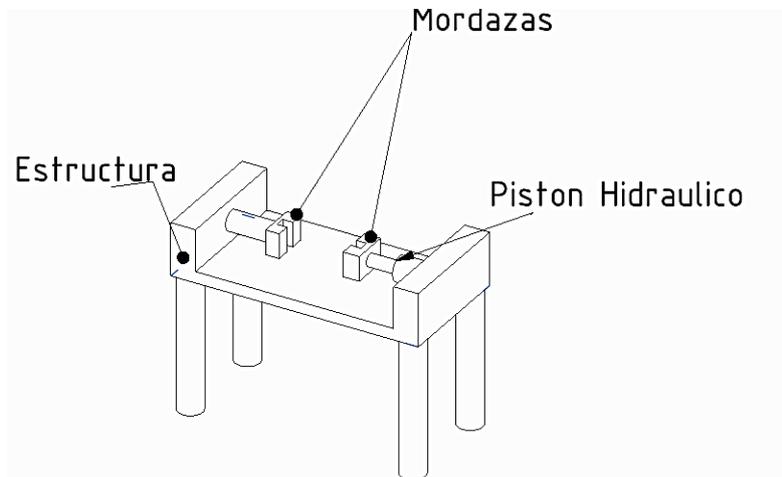


Figura N° 34: Boceto de Configuración A

Fuente: Elaboración Propia.

B. Boceto de Configuración B

Se muestra la figura N° 35 la segunda configuración que tiene como apoyo 4 barras y por lo mismo cuatro barras circulares para el apoyo del soporte superior y el pistón en la plancha inferior.

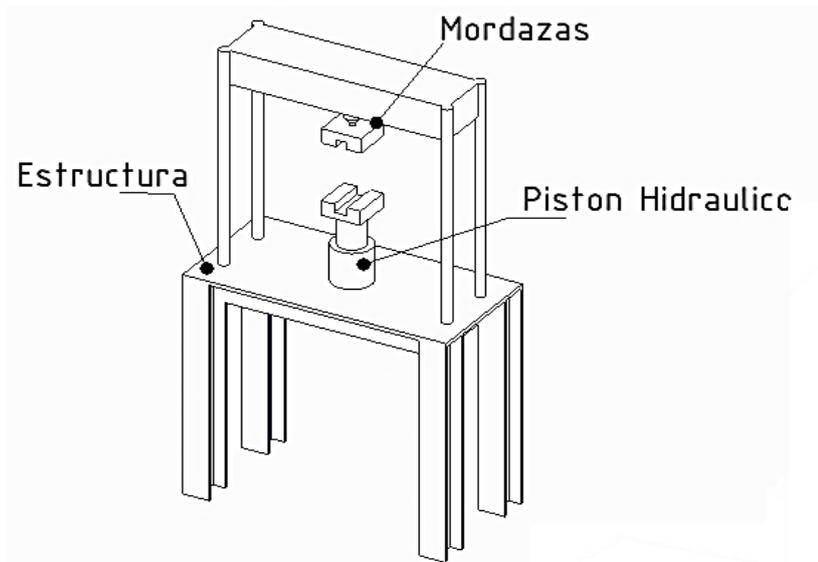


Figura N° 36: Boceto de Configuración B

Fuente: Elaboración Propia

C. Boceto de Configuración C

En la figura N° 37 se muestra la tercera configuración teniendo un encajonamiento de apoyo y dos barras rectangulares de soporte para el pistón.

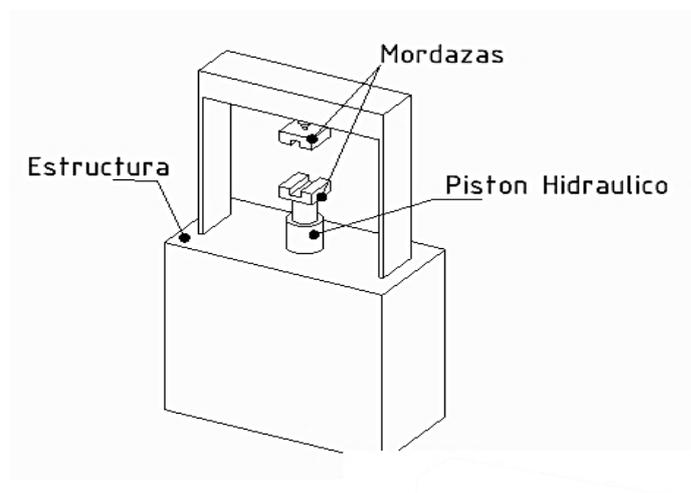


Figura N° 37: Boceto de Configuración C

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 9 *Matriz de Selección de Bocetos*

Criterio	Peso de importancia	Rango de Configuración					
		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Rango	(%)Importancia	Rango	(%)Importancia	Rango	(%)Importancia
Función							
Manejar fácilmente	20	2	0.4	3	1.2	3	1.2
Soportar fuerzas	20	3	0.6	2	0.4	3	1.2
Manufactura							
material	15	3	0.45	3	0.45	2	0.3
Costo de Herramientas	15	2	0.3	2	0.3	2	0.3
Ensamblaje							
Fijación	5	3	0.15	3	0.15	3	0.15
Manipulación	10	3	0.3	2	0.2	2	0.2
Inserción	5	3	0.15	2	0.1	2	0.1
Numero de partes	10	2	0.2	2	0.2	2	0.2
	100						
Calificación ponderada			2.55		3		2.65

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 9 se puede apreciar la elaboración de la matriz de selección. Los criterios que se contemplan según su importancia se pueden apreciar en la Tabla 10 y que son los criterios de: función, manufactura, ensamblaje

Tabla 10
Criterios según su Importancia

CRITERIO	IMPORTANCIA
FUNCIÓN	40%
MANUFACTURA	30%
ENSAMBLAJE	30%
TOTAL	100 %

Fuente: Elaboración Propia

Los criterios de la tabla 10 se consideraron para la evaluación del diseño de la máquina de ensayos de tracción:

Función: Se considera este criterio tomando en cuenta un fácil manejo y poder distribuir las fuerzas aplicadas.

Manufactura: se considera en este criterio con el fin de verificar el material costo de herramientas y método de fabricación.

Ensamblaje: Este criterio es importante para determinar el número de partes la fijación y la manipulación de estos.

Luego de dar un rango de criterios con una escala de 1 a 3, se encontró que la ALTERNATIVA 2 resulta ser la óptima de acuerdo a la importancia de los criterios con una calificación ponderada de 3.

Definición de la matriz:

Para realizar la matriz de selección se tomó en cuenta la teoría de EGGERT, (2010). En el cual se toma los criterios dando un porcentaje de acuerdo a la importancia que le damos, según las necesidades o requerimientos que se desee en este caso se tomó en cuenta las encuestas realizadas (Anexo N°2) a los docentes de la institución, así realizar la evaluación de las alternativas de solución que se plantearon y poder elegir a través de una ponderación de puntos dados según las características de las alternativas que fueron elegidos de acuerdo a los criterios.

La puntuación obtenida de la matriz de selección ponderada indica que la alternativa N° 3 es la más adecuada. Por lo tanto, esa será la base de solución conceptual para el diseño paramétrico.

3.6.2. Arquitectura de la máquina

A continuación, se muestra la descripción funcional de la máquina, que tiene como inicio de su proceso la fuente de corriente que activara a la bomba hidráulica, el cual le da movimiento al actuador para darse la prueba de la probeta que está sujeta a las mordazas.

La celda de carga y el extensómetro los cuales identifican la carga y deformación se transmiten al PLC que está conectado al computador para los resultados.

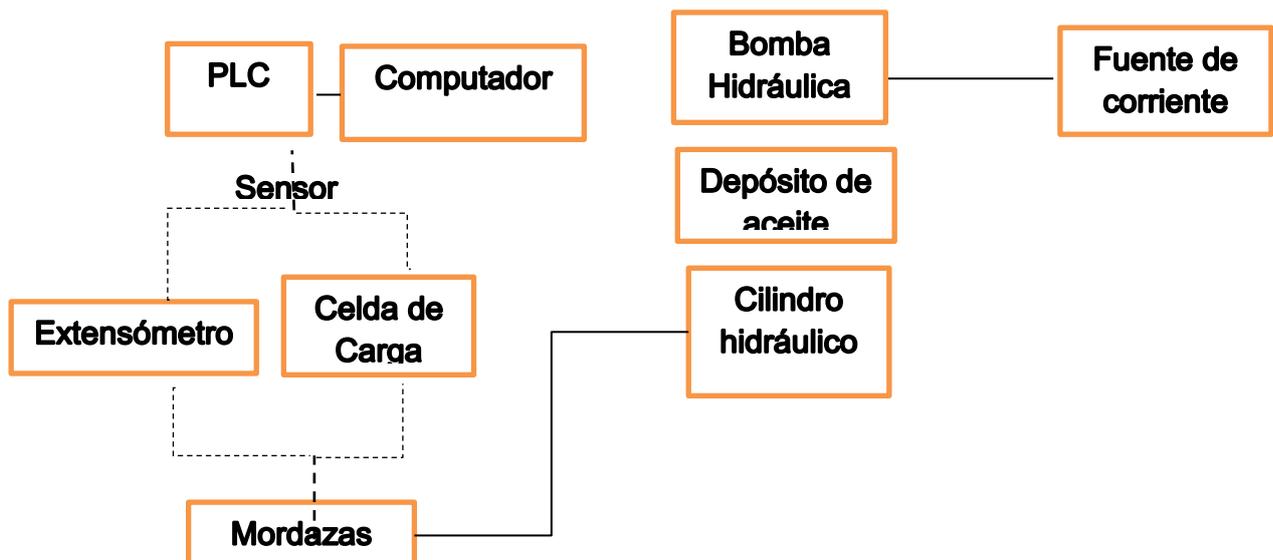


Figura N° 38: Arquitectura de la máquina

Fuente: Propia

3.6.3. Diagrama de Bloques

En el siguiente diagrama se presenta las partes del sistema en general de la maquina identificando la fuente de alimentación, sistema hidráulico, mecanismo de sujeción, sensores y el interfaz

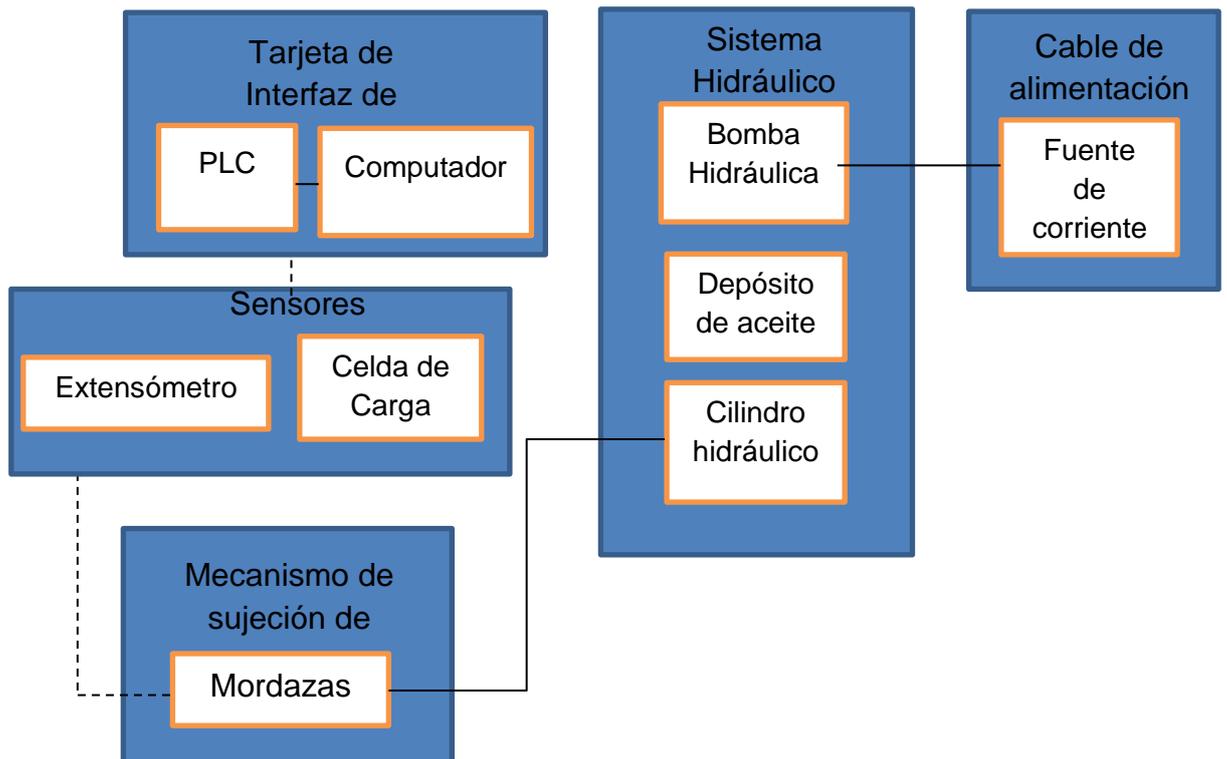


Figura N° 39: Diagrama de bloques de la máquina

Fuente: Propia

3.7. DIMENSIONAMIENTO DE PARTES GENERALES DEL EQUIPO

Luego de haber elegido el diseño de concepto adecuado y haber realizado la configuración general de la máquina, se procedió a establecer dimensiones generales para el bastidor de la máquina, en el Anexo N° 8 se pueden observar los planos a detalle. Para este dimensionamiento de la estructura se consideró las normas relacionadas con la estructura, las entrevistas realizadas que se muestra el cuadro resumen de la Tabla 4 y el juicio ingenieril del autor.

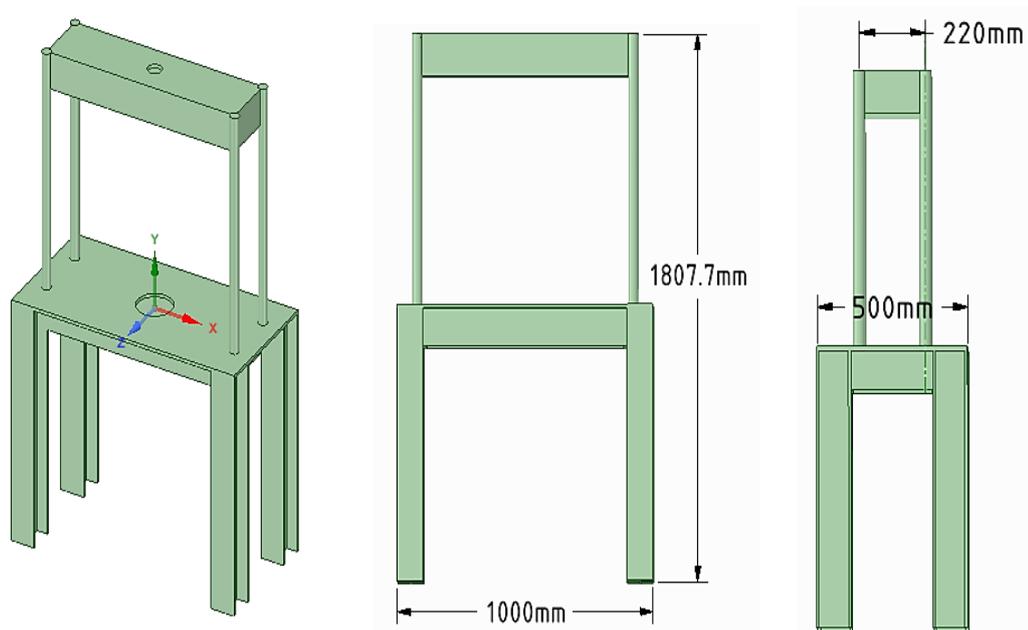


Figura N° 40: Dimensionamiento General del Bastidor

Fuente: Elaboración Propia

- Se determinó la altura total del equipo tomando en cuenta dos puntos muy importantes, la relación de hombre - máquina y la altura de los laboratorios en la escuela de ingeniería.
- Las dimensiones se determinaron con la intención de poder aplicar su carga máx. de 10 Ton. Y así poder analizar los materiales más comunes que existe en la industria, según CUENCA, y otros, (2007) su maquina de ensayos de traccion es lo suficientemente util para su institucion y analiza los difernetes tipos de materiales que es de 10 Ton.

3.8. SELECCIÓN DE MATERIALES

Para la selección del material conveniente para la construcción del bastidor, se consideraron algunos de los de los diferentes tipos de materiales que existen. En la Tabla 11 se puede observar la realización de la matriz de selección ponderada que se realizó para obtener el material adecuado.

Los criterios tomados según su importancia son de: costo, disponibilidad, resistencia a la corrosión y propiedades mecánicas.

Se dio un rango de 1 a 4 a los criterios según su importancia y poder calcular el ponderado en base a su porcentaje dado a cada uno de los criterios y poder determinar el material adecuado que cumpla con las perspectivas para el equipo.

Asignación de Ponderación y calificativos

Para realizar la matriz de selección se tomó en cuenta la teoría de EGGERT, (2010). En el cual se toma los criterios dando un porcentaje de acuerdo a la importancia que le damos, según las necesidades o requerimientos que se desee, así realizar la evaluación de las alternativas de solución que se plantearon y poder elegir a través de una ponderación de puntos dados según las características de las alternativas que fueron elegidos de acuerdo a los criterios.

En la matriz de selección ponderada (Tabla 11) se puede observar que tres tipos de materiales tienen una puntuación muy cercana según los criterios y porcentajes tomados en cuenta, por lo que se tomará en cuenta estos tres materiales para un análisis paramétrico evaluando a través de otros métodos y cálculos que se presentan más adelante.

Tabla 11

Matriz de Selección de Materiales

MATERIALES													
		AISI 1010		AISI 1015		ASTM A36		AISI 1020		AISI 1045		AISI 1060	
CRITERIO	Ponderación (%)	Rango	Ponderado (%)	Rango	Ponderado (%)	Rango	Ponderado (%)	Rango	Ponderado (%)	Rango	Ponderado (%)	Rango	Ponderado (%)
Propiedades Mecánicas	25 %	2	0.5	2	0.5	2	0.5	3	0.75	4	1	3	0.75
Resistencia a la Corrosión	25 %	1	0.25	2	0.5	2	0.5	3	0.75	3	0.75	4	1
Disponibilidad	25 %	2	0.5	2	0.5	4	1	4	1	3	0.75	2	0.5
Costo	25 %	4	1	4	1	4	1	3	0.75	2	0.5	1	0.25
TOTAL	100 %		2.25		2.5		3		3.25		3		2.50

Fuente: Elaboración Propia.

3.9. CARGAS DE DISEÑO.

La carga de diseño a considerar es la carga total máxima que soportaría la estructura si el equipo fuera forzado a trabajar a su máxima capacidad de 10 Toneladas. Así, se puede expresar en Newton (N) la carga aplicada sobre los diferentes componentes de la estructura mediante Diagramas de Cuerpo Libre (DCL) y el equilibrio estático. En las Figuras No. 41 a 43 puede apreciarse los DCL de las tres secciones consideradas en este análisis.

$$P_d = mg \dots (15)$$

Donde:

P_d : Carga de Diseño (N)

m : masa (kg)

$$P_d = mg = 10000kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 98000 N$$

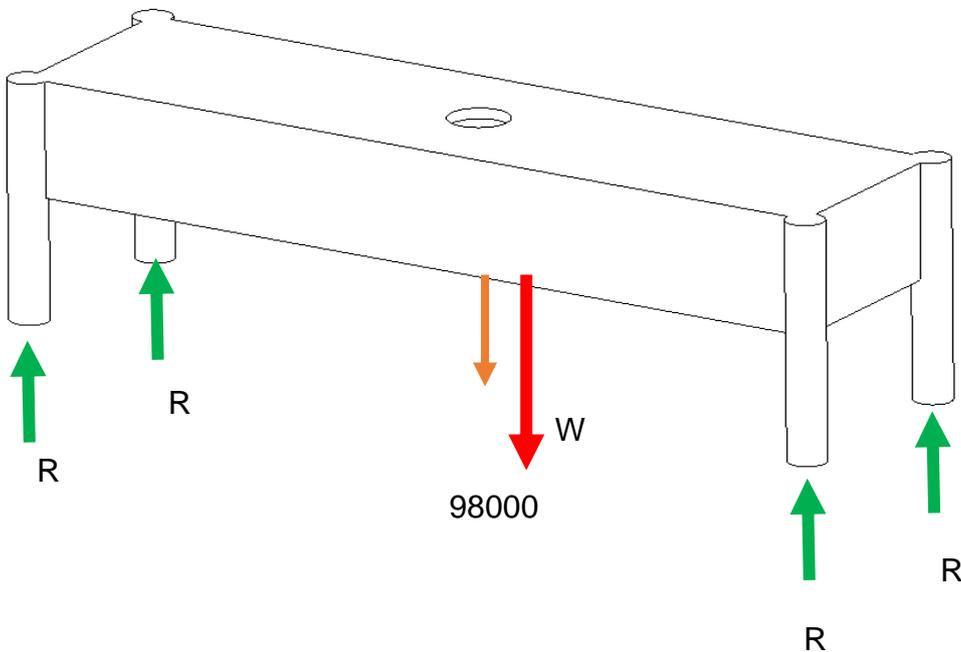


Figura N° 41: Dimensionamiento General del Bastidor

Fuente: Elaboración Propia

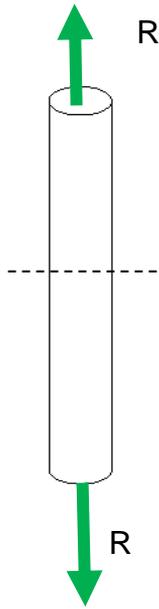


Figura N° 42: Dimensionamiento General del Bastidor

Fuente: Elaboración Propia

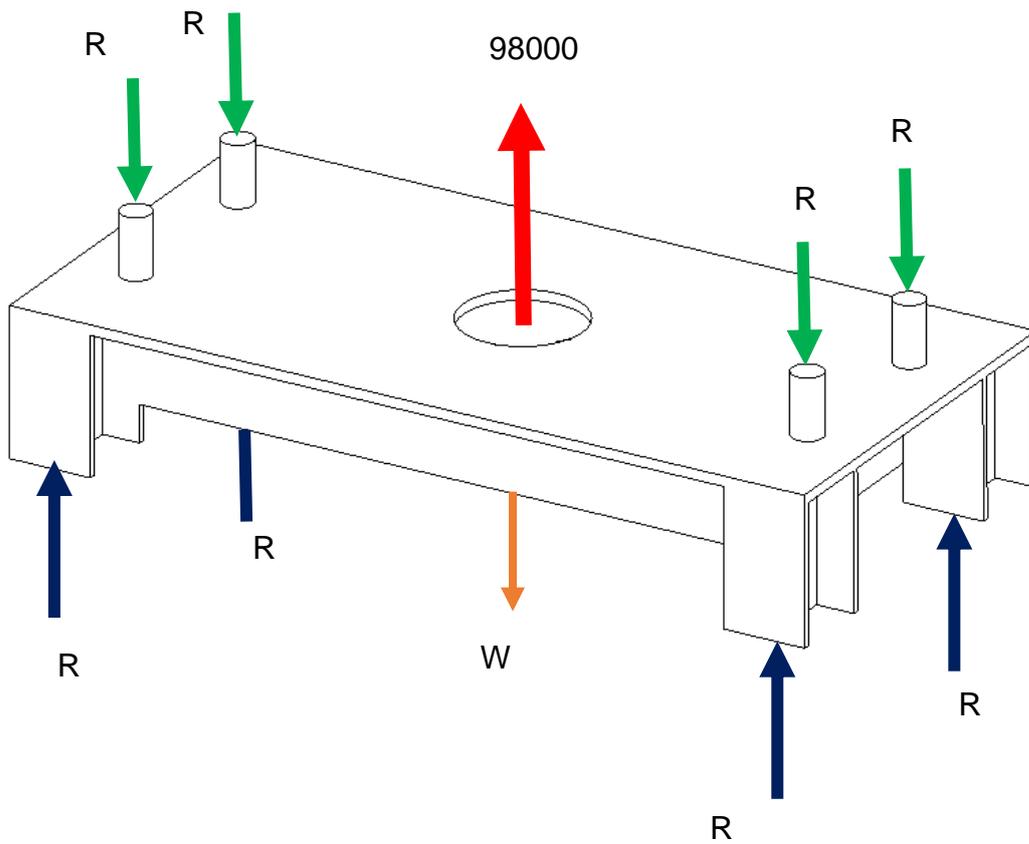


Figura N° 43: Dimensionamiento General del Bastidor

Fuente: Elaboración Propia

3.10. DISEÑO PARAMETRICO

Diseño paramétrico mediante GUI MATLAB®

Una vez definidas las cargas de diseño y analizada la influencia de las variables de diseño sobre las variables de solución de la Figura No. 26 (CAJA NEGRA) se continuo al primer análisis paramétrico de la estructura. En este se considera como parámetros de definición de problema a la altura total y la carga de diseño (10 ton.). Asimismo, se tomó como variables de diseño al material y al espesor de la plancha. En la Tabla 12 puede apreciarse los valores asumidos para cada variable en este diseño paramétrico. Mediante las ecuaciones presentadas en el ítem “3.1.5” se consiguió la ecuación que se muestran líneas abajo Estas ecuaciones se programó en el Software de Ingeniería MATLAB en la versión de Interface Gráfica de Usuario (GUI) la ventana de presentación de la cual se puede observar en la Fig. No 44 y Fig. No 45.

$$N = \frac{\left[\left(\frac{e1}{2}\right)(e1 \times B)\right] + 3\left[\left(e1 + \frac{H}{2}\right)(e2 \times H)\right]}{(e1 \times B) + 3(e2 \times H)}$$

$$\left[\left(\frac{e1}{2}\right)(e1 \times B)\right] + 3\left[\left(e1 + \frac{H}{2}\right)(e2 \times H)\right]$$

$$I_T = I_{11} + I_{22} + I_{33} - I_{44}$$

$$I = \left[\left(\frac{B \times e1^2}{12}\right) + (B \times e1)\left(N - \frac{e1}{2}\right)^2\right] + 3\left[\left(\frac{e2 \times H^2}{12}\right) + (e2 \times H)\left(e2 + \frac{H}{2} - N\right)^2\right]$$

$$\ddot{y} = \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3 - A_4y_4}{A_1 + A_2 + A_3 - A_4}$$

$$\sigma' = (\sigma x^2 - \sigma x \sigma y + \sigma y^2 + 3\tau x^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\sigma a}{S_e} + \frac{\sigma m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\sigma a}{S_e} + \frac{\sigma m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{n\sigma a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{n\sigma a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma m}{S_y}\right)^2 = 1$$

Tabla 12

Parametros de definición, Variables de Salida, Variables de Solución; para la GUI MATLAB

	NOMBRE (SIMBOLO)	UNIDADES	VALOR/RANGO
PARAMETROS DE DEFINICION DE PROBLEMA	Capacidad de la Maquina	Ton	10
	Altura de la maquina	m	≤ 2
VARIABES DE DISEÑO	Espesor de la plancha (e)	mm	$1/2 \leq D_e \leq 7/8$
	Material	Adim.	3
VARIABLES DE SOLUCION DE PROBLEMA	Esfuerzo σ	Mpa	A determinar
	Estático F.S.	Adim	A determinar
	Fatiga F.S.	Adim	A determinar
	Vida	N de ciclos	A determinar

Fuente: Elaboración Propia



Figura N° 44: Ventana de Inicio (GUI)

Fuente: Elaboración Propia

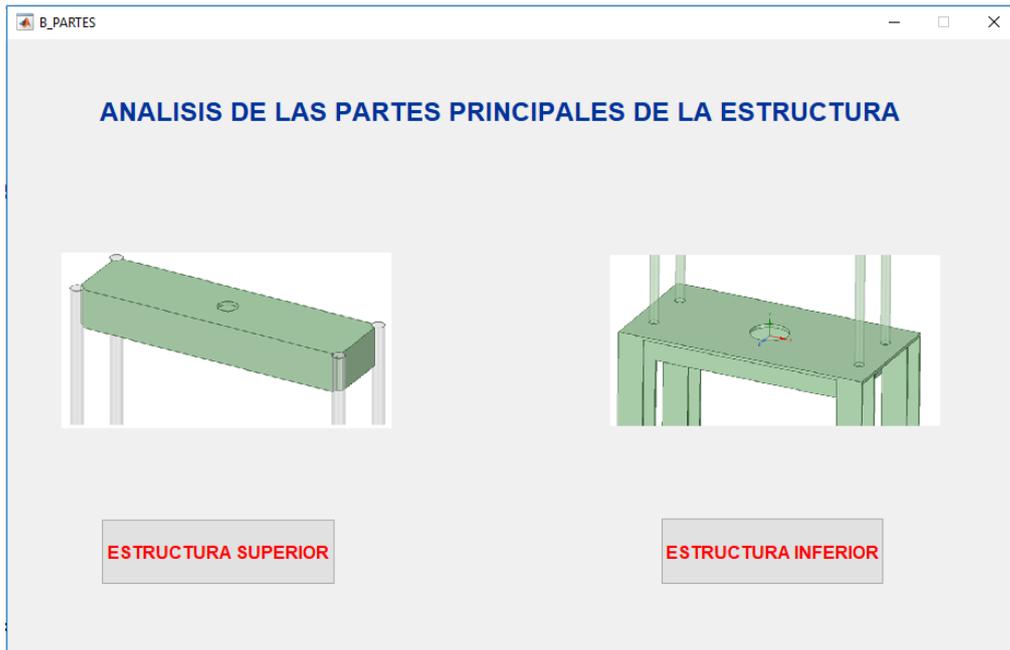


Figura N° 45: Ventana de Inicio (GUI)

Fuente: Elaboración Propia

Con la intención de validar los resultados de esta GUI se realizó un cálculo de escritorio detallado (ver Anexo No. 4). Los resultados de este cálculo se muestran en la Tabla No. 13 - 14 de la estructura superior y en la Tabla No. 15 – 16 de la estructura inferior. Estos concuerdan con los resultados de la GUI correspondientes (Fig. No. 46 y 47).

En las Fig. No. 48 se muestra las gráficas paramétricas obtenidas. De ellas se pueden observar el Factor de Seguridad (F.S.) con respecto al espesor (e) en los diferentes criterios de falla por fatiga como son: Soderberg, Goodman mod, Gerber, ASME-elíptica de los tres tipos de materiales considerados ASTM A36, AISI 1020 Y AISI 1045.

Tabla 13*Resultados de Cálculos Estático de Estructura Superior*

	SIMBOLO	VALOR
Momento flector máx.	$M_{m\acute{a}x}$	21392.6531NM
Fuerza cortante máx.	V	49000 NM
Momento de inercia	I	$2.069 \times 10^{-5} m^4$
Centroide	\bar{Y}	116.4 mm
Esfuerzo máximo	σ	181.842 Mpa.
Esfuerzo cortante máx.	τ	16.0699 Mpa.
Esfuerzo de von mises	σ'	478.284 Mpa.
Factor de Seguridad	n	0.523

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 14*Resultados de Cálculos por Fatiga de Estructura Superior*

	SIMBOLO	VALOR
Resistencia a la fatiga	S_e	204.3024 Mpa
Esfuerzo Fluctuante	σ_a	90.921 Mpa
Esfuerzo Medio	σ_m	90.921 Mpa
Vida	N	2.74775^9
FACTOR DE SEGURIDAD		
Soderbergh	n	1.2365
Goodman mod	n	1.556
Gerber	n	1.739
ASME-elíptica	n	1.9226

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 15*Resultados de Cálculos Estático de Estructura Inferior*

	SIMBOLO	VALOR
Momento flector máx.	$M_{m\acute{a}x}$	23373.9629NM
Fuerza cortante máx.	V	49057.22 NM
Momento de inercia	I	$2.1338 \times 10^{-5} m^4$
Centroide	\bar{Y}	118.5 mm

Esfuerzo máximo	σ	196.152 Mpa.
Esfuerzo cortante max.	τ	16.211 Mpa.
Esfuerzo de von mises	σ'	492.273 Mpa.
Factor de Seguridad	n	0.5078

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 16

Resultados de Cálculos por Fatiga de Estructura Inferior

	SIMBOLO	VALOR
Resistencia a la fatiga	Se	204.3024 Mpa
Esfuerzo Fluctuante	σa	98.076 Mpa
Esfuerzo Medio	σm	98.076 Mpa
Vida	N	1.30981 ⁹
FACTOR DE SEGURIDAD		
Soderbergh	n	1.1463
Goodman mod	n	1.4424
Gerber	n	1.613
ASME-elíptica	n	1.7823

Fuente: Elaboración Propia

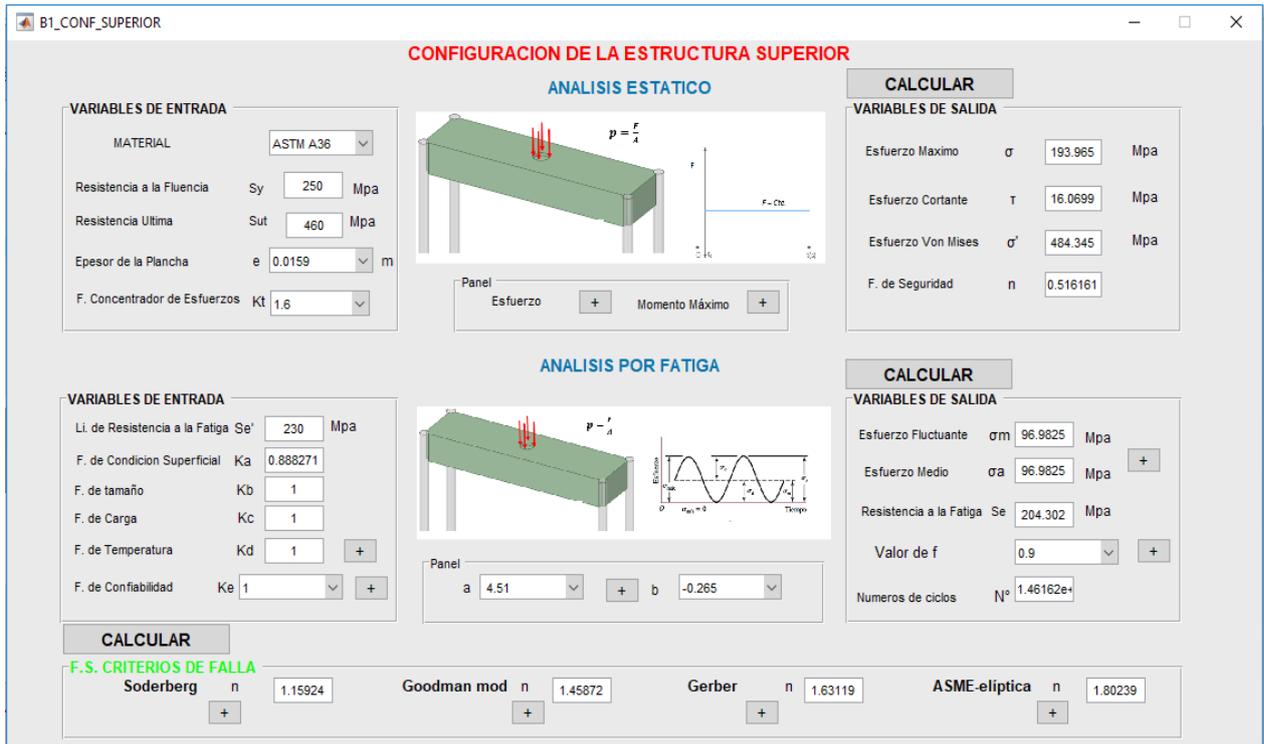


Figura N° 46: Resultados de Análisis de Caja Estructural Superior (GUI) MatLab

Fuente: Elaboración Propia

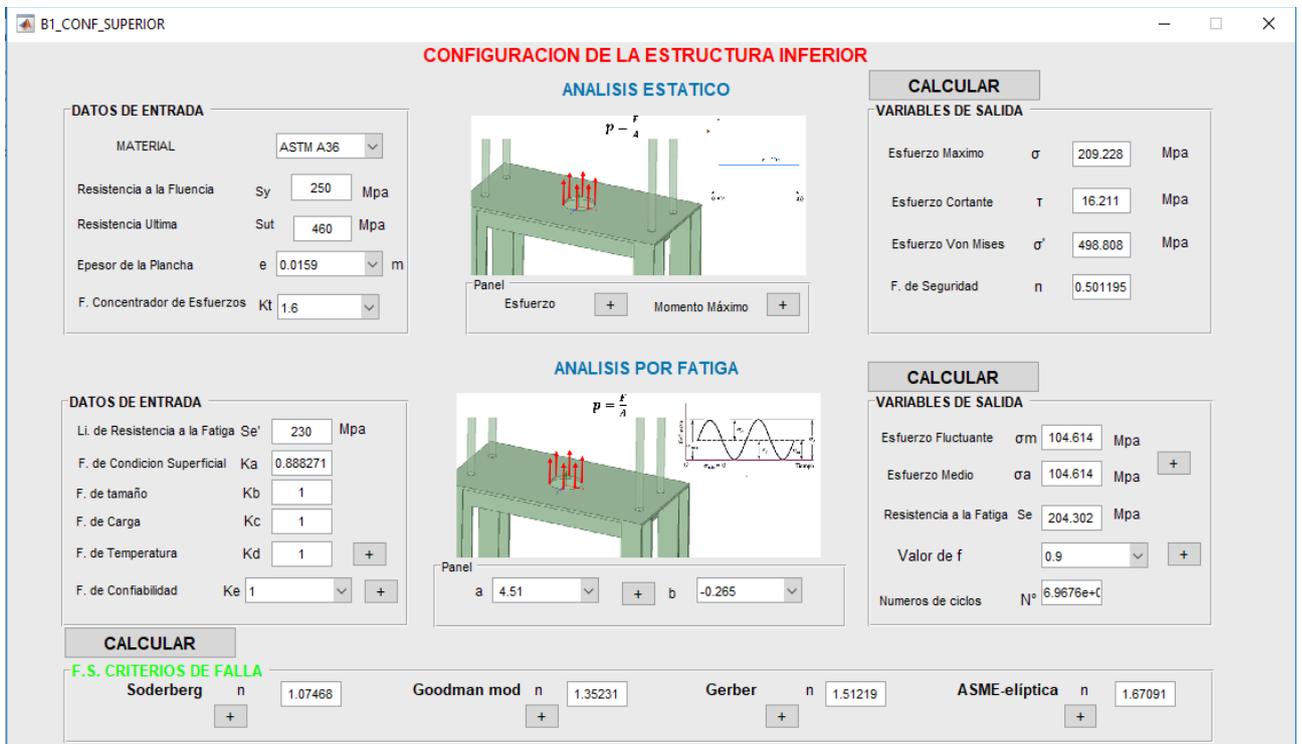


Figura N° 47: Resultados de Análisis de Caja Estructural Inferior (GUI) MatLab

Fuente: Elaboración Propia

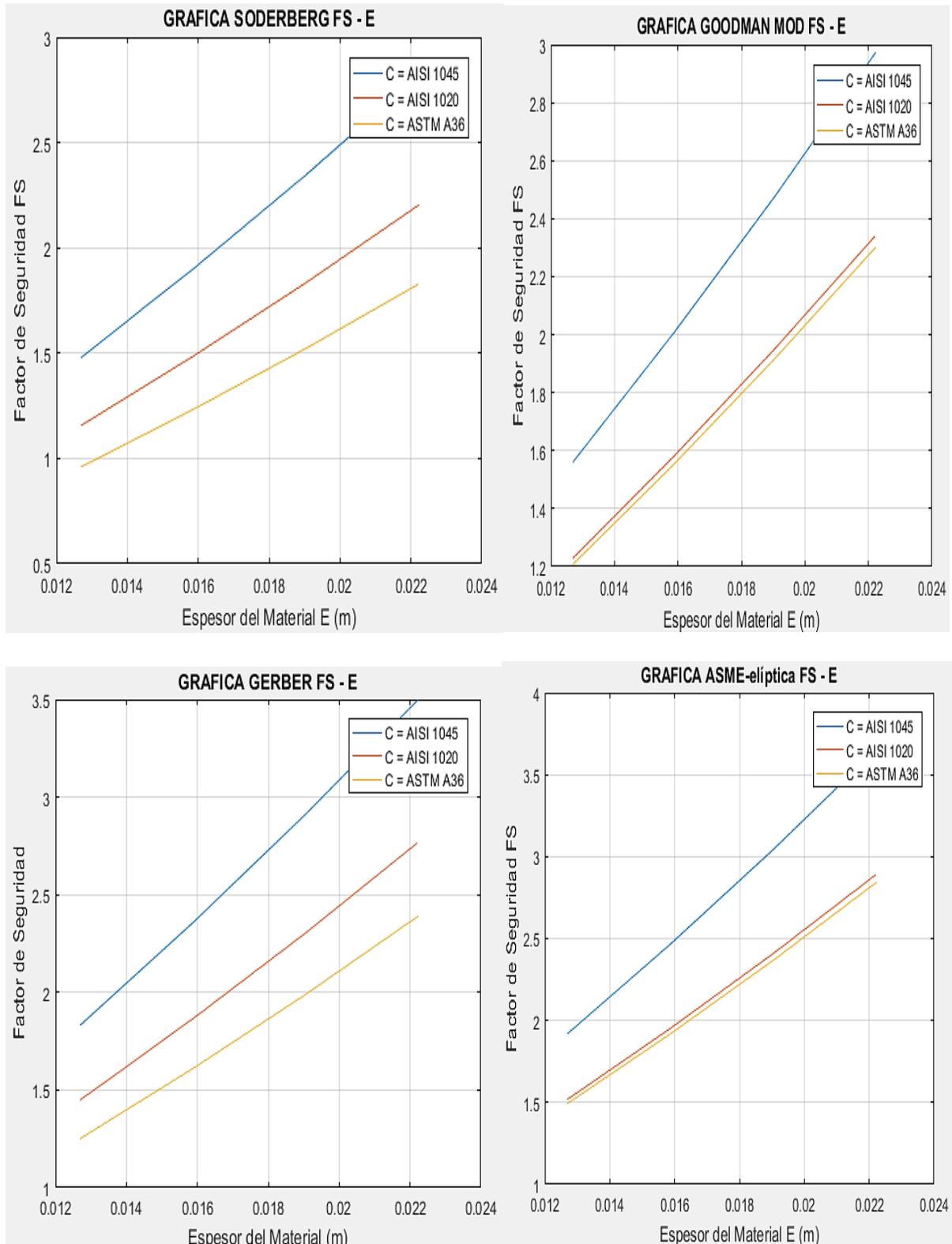


Figura 26: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Material a utilizar. Las variables de diseño parametrizadas son: factor de seguridad, espesor.

Fuente: Propia

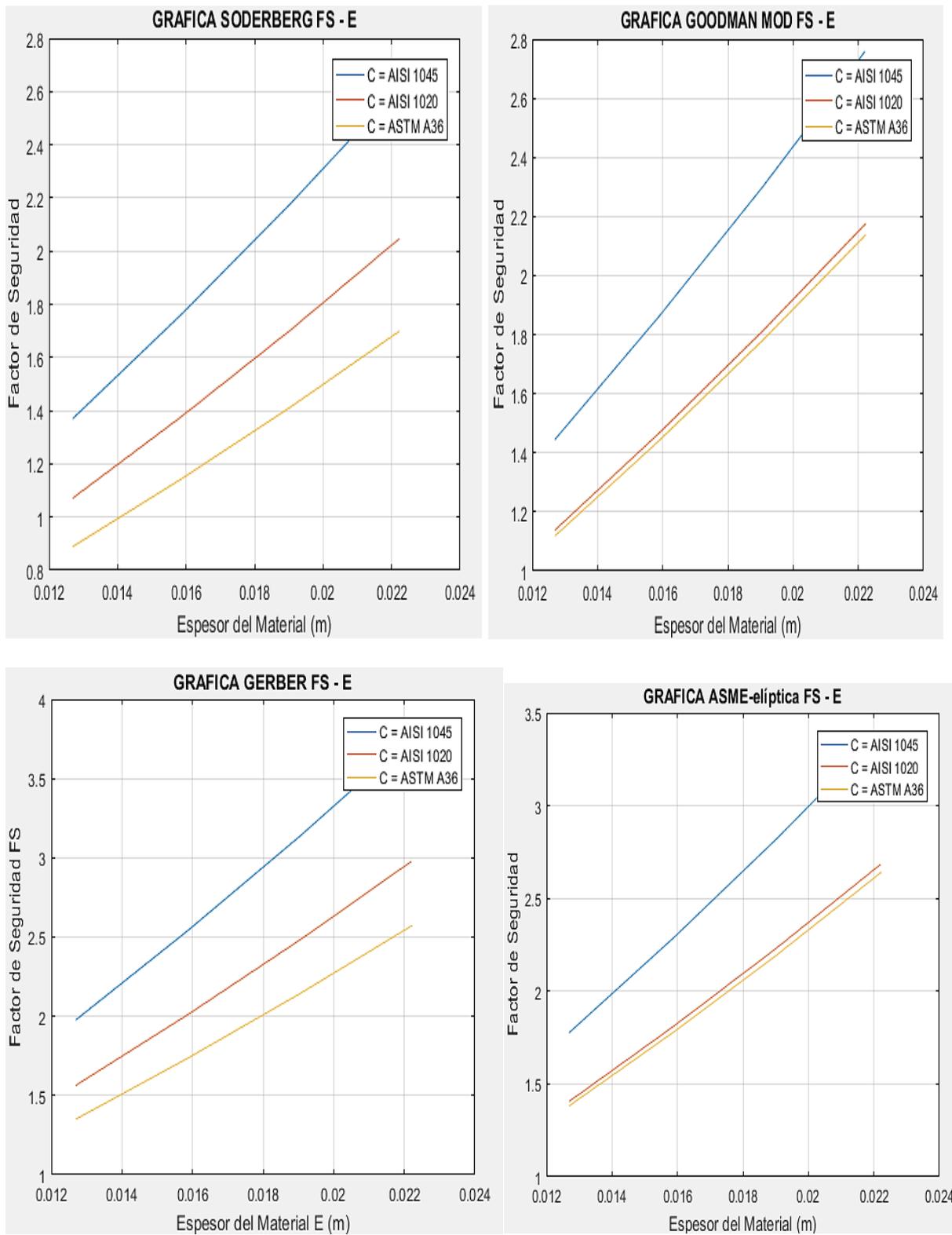


Figura 26: Gráfica Paramétrica (GUI) para evaluar la variable de Solución: Material a utilizar. Las variables de diseño parametrizadas son: factor de seguridad, espesor.

Fuente: Propia

En las gráficas tenemos la parametrización de F.S. vs e de los tres materiales antes seleccionados; con respecto a los criterios de falla por fatiga en el cual se puede determinar el F.S. y el espesor de la plancha dependiendo del requerimiento que deseamos, podemos decir que mientras aumentemos más el espesor de la plancha también aumenta el F.S. En este caso elegiríamos el material AISI 1045 con un espesor de 5/8 pero debido a que realizaremos una segunda parametrización aun no determinamos como el material y el espesor adecuados los datos obtenidos nos servirá como de inicio para la siguiente parametrización.

Diseño paramétrico mediante MEF ANSYS®

Ya definidas las cargas de diseño y analizada la influencia de las variables de diseño anteriores sobre las variables de solución de la Figura No. 26 (CAJA NEGRA) se continuo también al segundo análisis paramétrico de la estructura. En este se considera como parámetros de definición de problema a la altura total y la carga de diseño (10 ton.). Asimismo, se tomó como variables de diseño el N° de soportes laterales y a la configuración de ambas partes de la estructura. En la Tabla 17 puede apreciarse los valores asumidos para cada variable en este diseño paramétrico. Mediante las ecuaciones presentadas en el ítem “3.1.5” este análisis se realizó a través del Método de Elemento Finito (MEF) en el programa ANSYS. Las parametrizaciones se pueden observar en las Tablas N° 18 y 19

Tabla 17

Parámetros de definición, Variables de Salida, Variables de Solución; para ANSYS (MEF)

	NOMBRE (SIMBOLO)	UNIDADES	VALOR/RANGO
PARAMETROS DE DEFINICION DE PROBLEMA	Capacidad de la Maquina	Ton	10
	Altura de la maquina	m	≤ 2
VARIABLES DE DISEÑO	N° Soportes Laterales		2 y 3
	Configuracion de estructura	Adim.	4 c.
VARIABLES DE SOLUCION DE PROBLEMA	Deformación δ	mm	A determinar
	Estatico F.S.	Adim	A determinar

Fuente: Elaboración Propia

Con la intención de validar los resultados de la parametrización se realizó un cálculo de escritorio detallado (ver Anexo No. 4). Los resultados de este cálculo se muestran en la Tabla No. 13 de la estructura superior y en la Tabla No. 15 de la estructura inferior en este caso nos fijamos en el Factor de Seguridad (F.S.). Estos concuerdan con los resultados de la configuración base que se partió en la simulación con el (MEF) en el programa ANSYS® que se muestra en la Figura No.50

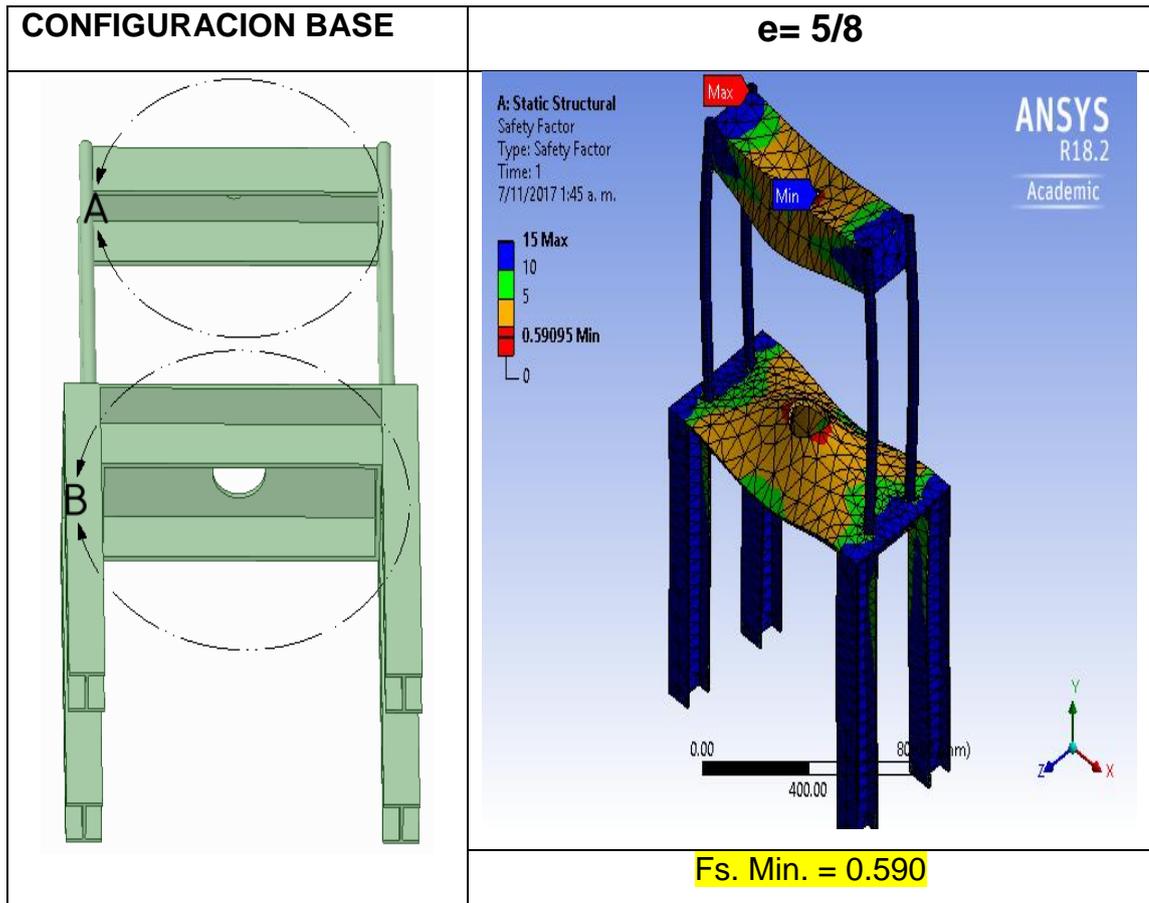


Figura N° 50: Simulación de la Configuración Base de la Estructura de la Máquina de Tracción (ANSYS)

Fuente: Elaboración Propia

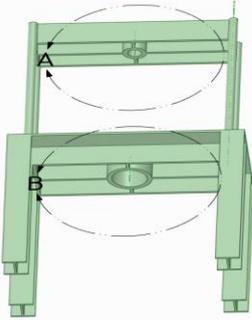
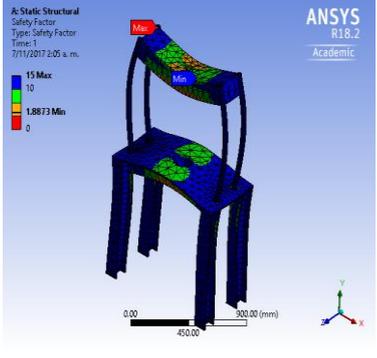
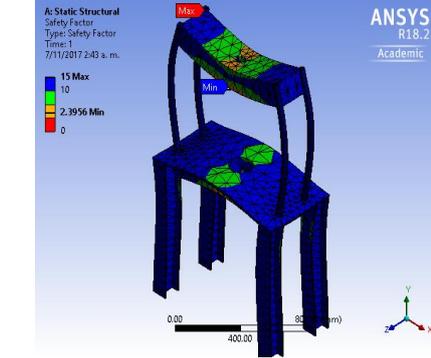
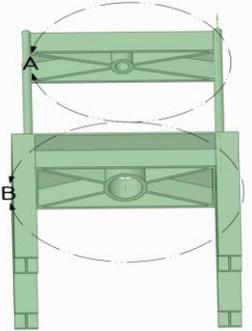
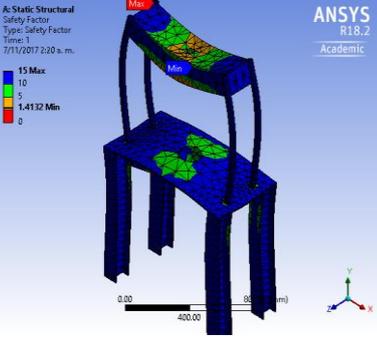
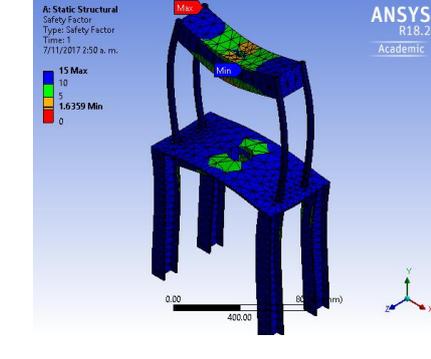
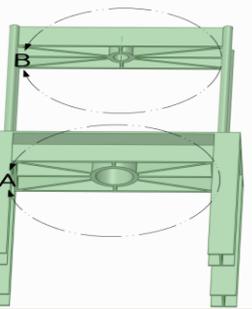
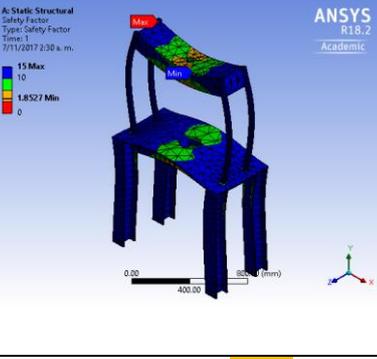
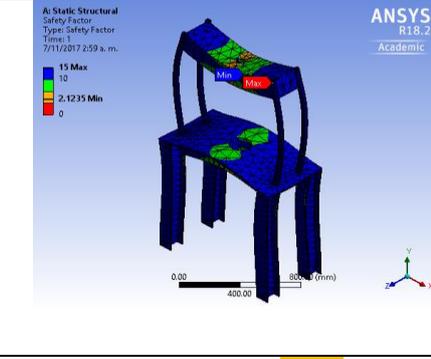
Tabla 18

Diseño paramétrico de la estructura de la Máquina de Tracción

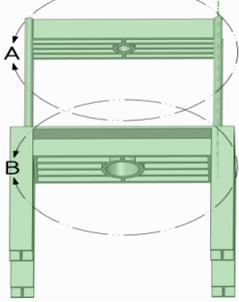
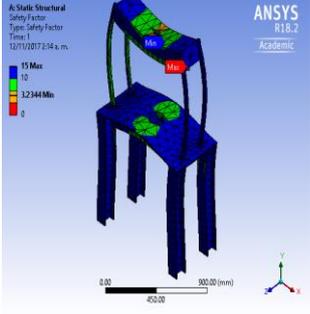
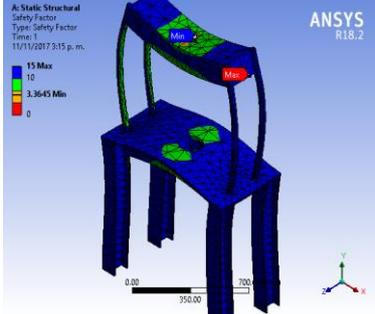
Parámetros de Definición de problema: Material ASTM 36

Variables de Diseño: Espesor de plancha (e) y Configuración de Cajas (A,B,C,D)

Variables de solución de problema: Factor de Seguridad (FS)

Fs. 2 BARRAS	$e = \frac{1}{2}$	$e = \frac{5}{8}$
<p>CONFIGURACION A</p> 	 <p>Fs. Min = 1.88</p>	 <p>Fs. Min = 2.39</p>
<p>CONFIGURACION B</p> 	 <p>Fs. Min = 1.41</p>	 <p>Fs. Min = 1.63</p>
<p>CONFIGURACION C</p> 	 <p>Fs. Min = 1.85</p>	 <p>Fs. Min = 2.12</p>

Continuación de tabla N° 18

<p>CONFIGURACION D</p> 	 <p style="text-align: center;">Fs. Min = 3.23</p>	 <p style="text-align: center;">Fs. Min = 3.43</p>
---	--	--

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla N° 18 se muestra la parametrización de la estructura, en el cual se tomó 4 configuraciones diferentes de encajonamientos (A,B,C,D) con dos espesores de planchas (1/2 y 5/8) y con material ASTM A36 en el cual se pudo verificar el F.S. de cada uno de las configuraciones.

En el cual pudimos determinar que la configuración de encajonamiento D nos da un F.S. **3.43** adecuado para nuestra estructura con el espesor de 5/8 ya elegido anteriormente por la parametrización por MatLab (GUI).

En la tabla N° 19 se muestra la parametrización de la estructura, en el cual se tomó 4 configuraciones diferentes de encajonamientos (A, B,C,D), dos espesores de planchas (1/2 y 5/8) y también el N° de barras laterales en el cual se pudo verificar el F.S. de cada uno de las configuraciones.

En el cual podemos observar que el F.S. es aproximado al ya obtenido en la tabla N° 18 por lo tanto decidimos mantenernos con dos barras laterales ya que no hay variación en cuanto al F.S. en la estructura.

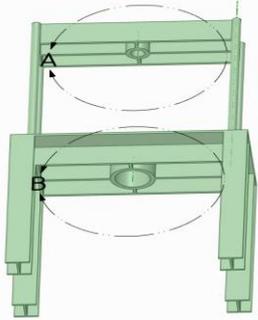
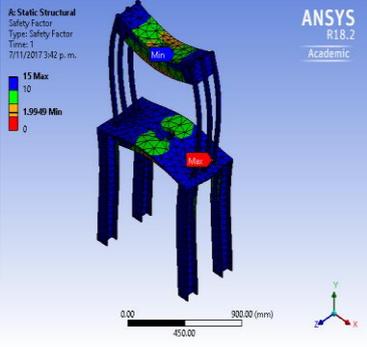
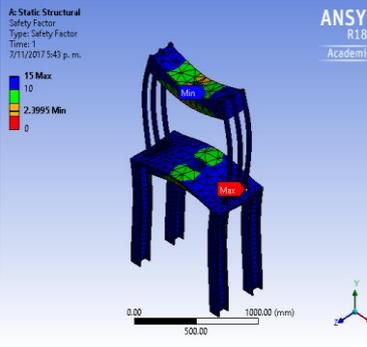
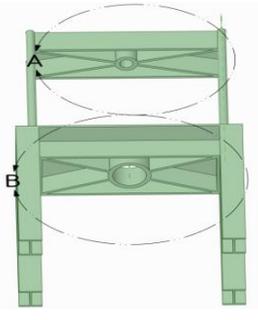
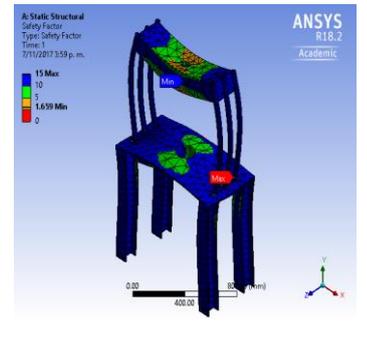
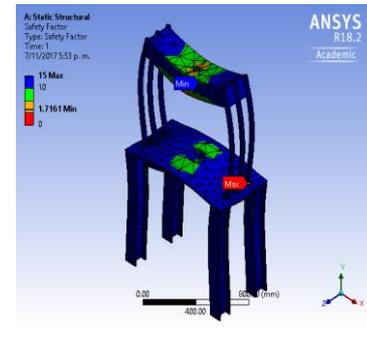
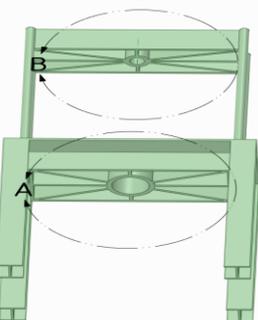
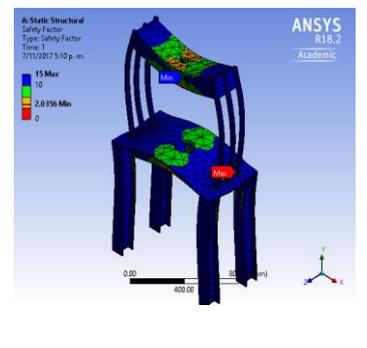
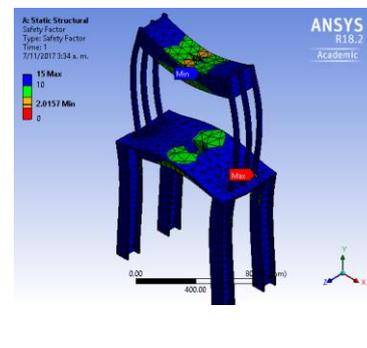
Tabla 19

Diseño paramétrico de la estructura de la Maquina de Tracción

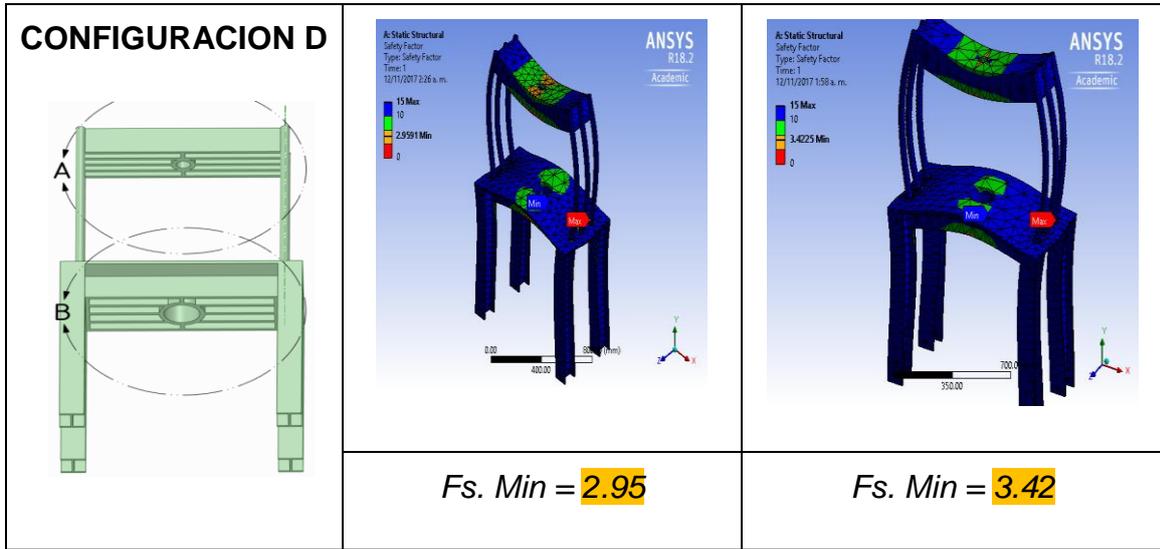
Parámetros de Definición de problema: Material ASTM 36, carga 10 Ton.

Variables de Diseño: Espesor de plancha (e), Configuración de Cajas (A, B, C, D), N° de barras laterales.

Variables de solución de problema: Factor de Seguridad (FS)

Fs. 3 BARRAS	e = 1/2	e = 5/8
<p>CONFIGURACION A</p> 	 <p><i>Fs. Min = 1.99</i></p>	 <p><i>Fs. Min = 2.39</i></p>
<p>CONFIGURACION B</p> 	 <p><i>Fs. Min = 1.69</i></p>	 <p><i>Fs. Min = 1.71</i></p>
<p>CONFIGURACION C</p> 	 <p><i>Fs. Min = 2.03</i></p>	 <p><i>Fs. Min = 2.01</i></p>

Continuación de tabla 19



Fuente: Elaboración Propia

Al finalizar las parametrizaciones y hacer el análisis detallado podemos determinar que a partir de las configuraciones de los encajonamientos tenemos una F.S. de 3.43 el cual supera al coeficiente de seguridad global del bastidor, con material ASTM A36 y un espesor de 5/8 los cuales son aceptables y debido al costo y la disponibilidad que tenemos del material.

3.11. DISEÑO DEL ESQUEMA DE CONTROL DE LA MÁQUINA.

Para el sistema de control se tomó como referencia el sistema de control de CUENCA, y otros (2007). En la figura 51 se muestra el sistema de control que utilizaremos comandado por PLC e interfazado con una PC para poder observar las gráficas de esfuerzo deformación de los diferentes materiales.

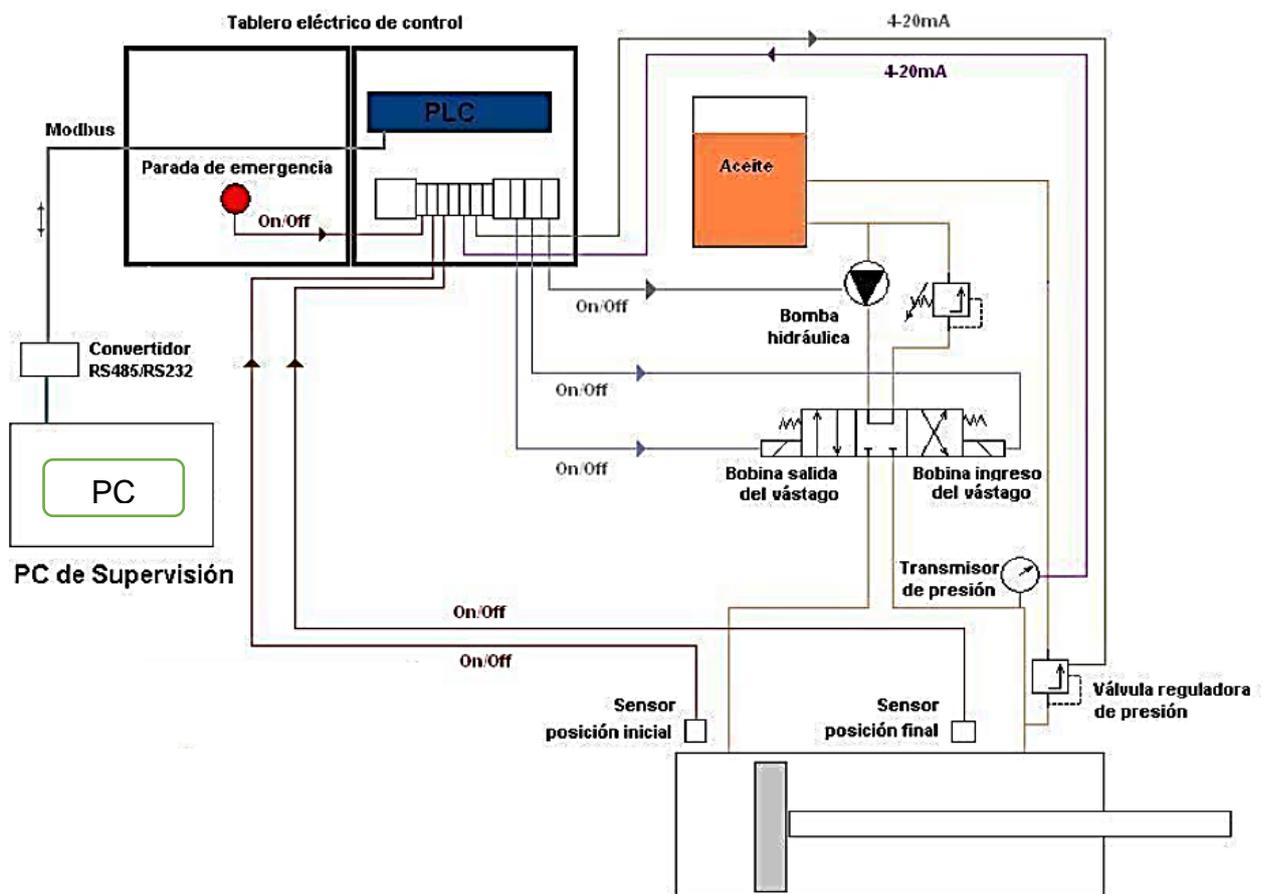


Figura N° 51: Sistema de Control de Máquina de Tracción

Fuente: CUENCA, y otros (2007).

3.12. SELECCION DE COMPONENTES

Mordazas

Las mordazas que se seleccionaron fueron de acuerdo a los parámetros establecidos que tenemos como la carga máxima de 10 TON. De acuerdo a lo requerido consideramos las opciones del catálogo del fabricante (Zwick Roell) que se puede observar en el Anexo N° 5

Se seleccionó las mordazas en cuña con principio de trabajo autoprensantes. Al accionar la palanca y un muelle durante la sujeción, se aplica una fuerza de pretensión a la probeta. La fuerza de apriete primordial se aplicará durante la fuerza de tensión a través del accionamiento de la palanca. La fuerza de apriete se va ajustando a medida que se van desplazando las cuñas en relación a la carga de tensión. Las ventajas que presentan este tipo de mordazas son su rapidez de uso y que se pueden manejar con poco esfuerzo y bajo costo en comparación a las mordazas hidráulica y neumática que están sobre esta.

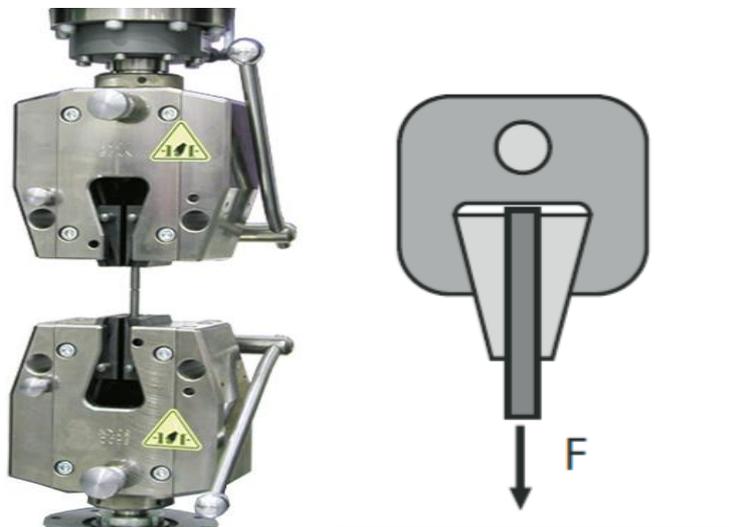


Figura N° 52: Mordazas tipo Cuña

Fuente: Zwick Roell

Cilindro hidráulico

La selección del cilindro hidráulico tiene que ver con algunas consideraciones: de acuerdo con el funcionamiento de la máquina el cilindro debe ser de doble efecto y el requisito principal que cumpla la fuerza de trabajo de 10 toneladas, se seleccionó de acuerdo a la norma ISO 3320, en el Anexo N° 6 se puede observar la ficha técnica.

Especificaciones:

Presión: 210 bar mm

Velocidad Max: 0.15 m/s

Diámetro del Vástago: 110 mm

Diámetro del embolo: 160 mm

Carrera: 306 mm



Figura N° 53: Cilindro Hidráulico ISO 3320

Fuente: Eguiber S.A.U.

Unidad Hidráulica

Para la unidad hidráulica se consideró los datos técnicos del cilindro, así poder determinar el caudal requerido a través de cálculos que se detallan a continuación:

$$A1 = \frac{\pi (160 - 110)^2}{4}$$

$$A1 = 1963.4954 \text{ mm}^2$$

$$Q = V.A$$

$$Q = 0.15 \frac{m}{s} (0.001963)m^2$$

$$Q = 0.00029445 \text{ m}^3/s$$

$$Q = 17.667 \frac{lbs}{min}$$

$$Q = 4.6492 \frac{glns}{min}$$

Una vez determinado el caudal seleccionamos el tipo de unidad hidráulica que deseamos a través de la página de selección del fabricante ENERPAC que se puede observar en el ANEXO, en el cual se seleccionó la unidad hidráulica H16.3T3O.

NÚMERO DE PARTE ::	H16.3T3O
TAMAÑO DEL RESERVORIO:	10 galones
CONTROL DE PRESION:	Omitir - Válvula de alivio de presión del sistema solamente
SELECCIÓN DE MOTOR:	Omitir - Motor estándar de 60Hz
FLUJO DE LA BOMBA:	6.3 GPM - 334-9111-048 Bomba de engranajes
MOTOR ELÉCTRICO:	T3 - 1 (.75) - 1725-56C-3
COLECTOR:	O - Bloque del puerto de presión y retorno con válvula de alivio; SAE-12 "P" y "T" PUERTO

Figura N° 54: Selección de unidad Hidráulica

Fuente: Enerpac

Características técnicas:

- Potencia de ½ Hp - 20 Hp
- Rango de flujo de 0.9 - 6.3 GPM (a 1.800 rpm)
- Presión máxima de funcionamiento de 207 bar (3,000 psi)
- Rango de velocidad de 600 - 2,200 rpm
- Capacidad del tanque de 10, 20, 30 y 40 galones de galones



Figura N° 55: Unidad Hidráulica H16.3T30 Enerpac

Fuente: Enerpac

Celda de Carga

La celda de carga se determinó de acuerdo a la carga que se aplicara de 10 KN y cumpla con las normativas dadas para este tipo de ensayos que es la norma ISO7500 - 1 que se encuentra en el Anexo N°7

De acuerdo a los catálogos del fabricante (Zwick Roell) que se puede observar en el Anexo XX se considero elegir las celdas cédas de carga Xforce que cumplen y

son las apropiadas para su uso en ensayos de tracción, de compresión y de flexión que se utilizan en la mayoría y en los diferentes tipos de bastidores.

Xforce HP (200 N - 10 kN)

Maximum capacity F_N [kN]	0.2	0.5	0.5	1	2.5	5	10	10
Maximum capacity F_N [lbf]	45	112	112	225	562	1124	2248	2248
Item number	011571	011570	057991	011569	011568	011566	017953	011565
Item number for ProLine ⁽¹⁾	018548	018547	058424	018546	018545	018544	018554	018543
Accuracy class 1 from (0.2% of F_N)	0.4 N	1 N	1 N	2 N	5 N	10 N	20 N	20 N
Accuracy class 0.5 from (1% of F_N)	2 N	5 N	5 N	10 N	25 N	50 N	100 N	100 N
Connection via ⁽²⁾	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	flange 1	M28x1.5
Dia. of mounting stud [mm]	8	8	20	20 ⁽³⁾	20	20	20	20
Limiting bending moment [Nm] ⁽⁴⁾⁽⁵⁾	2 (3)	5 (7)	5 (7)	15 (17)	30 (34)	50 (58)	80 (115)	80 (115)
Limiting torque [Nm] ⁽⁶⁾	5 (14)	7 (35)	7 (35)	17 (50)	17 (80)	17 (130)	17 (200)	17 (200)

Please note the footnotes on the next page.

Figura N° 56: Selección de Celda de Carga

Fuente: Zwick Roell



Figura N° 57: Celda de Carga

Fuente: Zwick Roell

3.13. Análisis económico

Inversión: En la tabla N°20 se realiza una descripción de cada uno de los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos de la máquina de ensayos de tracción de 10 TON.

Beneficio: En el mercado actual una máquina de Ensayos de fatiga tipo Moore se encuentra bordeando un precio de 20000 dólares (tipo de cambio: 3.25, por lo tanto, el precio en nuevos soles es de 65000). En consecuencia, al fabricar la máquina con recurso se obtiene un beneficio de 40099.50soles.

$$\text{ROI} = \frac{\text{Beneficio} - \text{Inversión}}{\text{Inversión}}$$

$$\text{ROI} = \frac{40099.50 - 24900.50}{24900.50}$$

$$\text{ROI} = 0.61$$

Tabla 20: Materiales para la fabricación de la Máquina de Ensayo de tracción

MATERIALES						
Ítem	Descripción	Cant.	Precio unit. (S/.)	Proveedor	Observaciones	Costo total
1	UNIDAD HIDRAULICA	1	S/. 8,900.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 8,900.00
2	motor de 15 HP	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
3	valvula limitadora	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
4	regulador de caudal	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
5	valvula centro abierto a 220	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
6	campana motor bomba	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
7	tanque de hidrolina nivel	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
8	nivel de hidrolina	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
9	filtro de succion	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
10	filtro de retorno	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
11	bomba hidraulica	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
12	base de electrovalvula	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
13	tanque hidraulico de 8 gl	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
14	hidrofluid aw 68		S/. 1,600.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 1,600.00
14	CILINDRO HIDRAULICO	1	S/. 2,000.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 2,000.00
15	piston 120 mm	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
16	vastago 50 mm	1	S/. 0.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 0.00
17	Celda de Carga	1	S/. 1500.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 1500.00
18	mordazas tipo cuña	1	S/. 10,000.00	Proveedores Industriales PMA		S/. 10,000.00
PRESUPUESTO DE ESTRUCTURA						
1	viga en H	1	S/. 328.00	Comercial RC	4 metros	S/. 328.00
2	platina 5 pulg x 5/8 pulg	1	S/. 240.50	Comercial RC	6 metros	S/. 240.50
3	soldadura kg	1	S/. 90.00	Comercial RC	9 kg	S/. 90.00
4	ejes 1,5 pulg	1	S/. 222.00	Comercial RC	6 metros	S/. 222.00
4	pintura y lija	1	S/. 20.00	Comercial RC		S/. 20.00
					costo total en materiales	S/. 24,900.50

VAN: Mediante el valor actual neto se determinará si el proyecto es rentable a través de un diagrama de caja de flujos a futuro (ver Tabla N°15). Si el VAN es positivo, se continúa con la inversión realizada.

$$\text{VAN} = -I + \frac{Q}{(1+i)^1} + \frac{Q}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Q}{(1+i)^n}$$

Donde:

I : Inversión (24900.50)

Q: Representa el flujo de caja de cada periodo

i : Tasa de interés (12 %)

n : Número de periodos (12 meses)

TIR: Es la medida geométrica de los rendimientos a futuros de una determinada inversión. A mayor sea el valor de la Tasa Interna de Retorno, genera mayor rentabilidad respecto al interés tomado del Valor Actual Neto.

$$-I + \frac{Q}{(1+i)^1} + \frac{Q}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Q}{(1+i)^n} = 0$$

$$-24900.50 = \frac{850}{(1+i)^1} + \frac{850}{(1+i)^2} + \frac{850}{(1+i)^3} + \dots + \frac{850}{(1+i)^{12}}$$

$$i = 28\%$$

Bajo los indicadores evaluados con anterioridad, se obtiene un resultado favorable con lo cual se reconoce que la inversión de este proyecto sería viable

Tabla N°15: Diagrama de caja de flujos para la Máquina de Ensayos de Traccion, en un período de 12 meses a una tasa de interés del 12 %

Análisis económico	Inversión	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5	Mes 6	Mes 7	Mes 8	Mes 9	Mes 10	Mes 11	Mes 12
Ingresos		24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50	24900.50
Egresos		850	850	850	850	850	850	850	850	850	850	850	850
Flujo Neto	24900.50	24050	24050	24050	24050	24050	24050	24050	24050	24050	24050	24050	24050

$$VAN = -24900.50 + \frac{24050}{(1 + 0.12)^1} + \frac{24050}{(1 + 0.12)^2} + \frac{24050}{(1 + 0.12)^3} + \dots + \frac{24050}{(1 + 0.12)^{12}}$$

$$VAN = 124075.23$$

CAPITULO IV

DISCUSIÓN

IV. DISCUSIÓN

Las entrevistas realizadas reportaron en especial tres áreas de interés de parte del personal docente de la escuela de Ingeniería Mecánica-Eléctrica que son: Variedad aceptable de Materiales Ensayados, Automatización e Interfazado de los equipos. Asimismo, la normativa y recomendaciones de diseño orientaron la forma final del equipo y los rangos de ciertos parámetros importantes en el diseño desarrollado (Tabla No. 6). Este procedimiento resulto ser suficientemente riguroso para la obtención de los datos iniciales para los siguientes pasos de diseño: conceptual, de configuración y paramétrico.

Con la obtención de datos de las entrevistas y normativas encontradas se generaron posibles conceptos alternativos basándonos en fabricantes reconocidos que puedan acercarse a una configuración geométrica adecuada. A través de una matriz de selección se pudo determinar un concepto adecuado basado en el diseño de (Servosis Testing), el concepto elegido sirvió como base para la configuración y dimensiones generales para nuestra máquina.

En el diseño de configuración de la máquina de ensayos de tracción se pudo determinar las partes de selección, partes estándar y el propósito especial de nuestro trabajo el Bastidor. De este modo de las distintas configuraciones del bastidor, se seleccionó un boceto tomando criterios especiales de acuerdo a su manufactura, ensamblaje y número de partes, por lo que se pudo definir sus dimensiones generales del bastidor (Figura N° 40) tomando en cuenta parámetros de definición como la altura y la capacidad máxima de 10 Ton de acuerdo a las entrevistas y propiedades mecánicas de los materiales a ensayar.

El cálculo manual según la teoría de Budynas, y otros, (2008) que se muestra en el Anexo N° 4 de la configuración elegida del bastidor. Se establecieron los valores iniciales para los análisis siguientes que se realizara al bastidor como la parametrización en Matlab y la parametrización en ANSYS.

La parametrización realizada a partir de los cálculos de escritorio iniciales mediante la parametrización en la Interface Gráfica del Usuario (GUI) MatLab® teniendo como parámetros de diseño al material y el espesor de la plancha se obtuvo un F.S. en carga estática de 1.12 es menor que los calculados en los

antecedentes investigados; y los criterios de falla por fatiga mediante las gráficas realizadas se pueden determinar el tipo de material con el F.S. deseado, pero este análisis se realizó con la primera configuración encontrada para simplificar el cálculo, por lo que servirá para la siguiente parametrización que se realiza con otros parámetros de diseño.

La parametrización que se realizó por el Método de Elemento Finito (MEF) ANSYS con parámetros de diseño las configuraciones de encajonamiento y el N° de barras laterales, los parámetros de definición la carga de 10 Ton., las dimensiones y el espesor ya determinado en la primera parametrización 5/8, se logró determinar la configuración de encajonamiento D nos da un F.S. **3.43** que es adecuado para nuestra estructura con el espesor de 5/8 y el material ASTM A36 que se eligió debido a su bajo costo y la disponibilidad que hay en el mercado. Durante el desarrollo de la investigación se encontraron trabajos previos como el de SANTOS TINEO, y otros (2013) que desarrollaron una máquina de 10 KN. en la cual obtuvieron un F.S. de **2.2** obteniendo buenos resultados al momento de aplicar los ensayos, por lo tanto, podemos decir que nuestro factor de seguridad obtenido es aceptable, dado que supera al F.S. anterior y es de la misma carga.

Los resultados obtenidos de la Interfaz Grafica de Usuario (GUI) presentan similitud con el cálculo de escritorio realizado que se muestra en el anexo N° 4 y las soluciones de las simulaciones de ANSYS fueron los esperados ya que tienen bastante precisión y se acercan a la realidad. La validación y verificación de los productos de la simulación presentaron un margen de error aproximadamente 20% comparados con los datos teóricos y el software de Matlab. Esta diferencia es explicable, si se tiene en cuenta que la GUI-MATLAB asume cargas puntuales (ideales) en los apoyos debido al supuesto de cuerpo rígido, mientras que la simulación trabaja con cargas distribuidas al usar modelos de cuerpo deformable con el Método de Elemento Finito (MEF).

CAPITULO V

CONCLUSIONES

V. CONCLUSIONES

Finalizado este trabajo se tiene como conclusiones las que se enlistan a continuación.

- El proceso inicial de obtención de necesidades mediante entrevistas, familiarización con la normativa de diseño y consolidado en especificaciones de rangos deseados para las funciones del equipo, permitió, con exactitud, tener una línea base para el resto del trabajo.
- Los posibles conceptos alternativos se dieron a partir de requerimientos y basándonos en normativas de diseño, en el cual la máquina de ensayos de tracción hidráulica presenta ventajas mayores en cuanto a mantenimiento y facilidad de operación en comparación con los otros conceptos.
- Se seleccionó la configuración adecuada evaluando los criterios elegidos, asimismo se determinó las dimensiones generales de acuerdo a los parámetros ya obtenidos y requerimientos según las entrevistas realizadas.
- Por medio del cálculo de escritorio se establecieron los valores iniciales para los análisis siguientes que se realizara al bastidor como la parametrización en MATLAB y la parametrización en ANSYS.
- La parametrización mediante las gráficas en la (GUI) MATLAB y tablas paramétricas por el (MEF) ANSYS permitieron la evaluación global del comportamiento de las variables de solución en función de las variables de diseño. Esto permitió una toma de decisiones bastante clara y determinante. Por tanto, el diseño paramétrico es una excelente herramienta para la toma de decisiones en el análisis de partes críticas de nuestro equipo.

- El presente trabajo destaca entre los trabajos previos revisados en que todo su desarrollo esta fundamentado en una metodologia formal de diseño recomendada por especialistas del área Eggert (2005) y Dieter y Bacon (2013). Esta forma de atacar un problema de diseño presenta la gran ventaja de conducir al ingeniero diseñador a traves de todos o los mas relevantes estadios de diseño ingenieril y las posibilidades de mejora que esto involucra.

CAPITULO VI

RECOMENDACIONES

VI. RECOMENDACIONES

- Investigar nuevos materiales estructurales que se puedan utilizar, cumpliendo con las normativas de diseño y que cumplir con las condiciones.
- Adaptar a la maquina con nuevos mecanismos para poder realizar otros tipos de ensayo como: ensayos de dureza, de comprensión, de perforación que ayuden a mejorar la calidad en la enseñanza en la institución.
- Integrar un mejor sistema de control para obtener más análisis de los diferentes tipos de material a analizar.
- Realizar diseño e implementación de un software adecuado especialmente para la máquina de ensayos de tracción de 10 Ton.
- La máquina de ensayos tracción está diseñada para una carga máxima de 10 Ton. Por lo tanto, no exceder de esta carga.

REFERENCIAS

REFERENCIAS

- ABU-MULAWEH, Hosni I. 2005.** *Integration of a fin experiment the undergraduate heat transfer laboratory.* s.l. : International Journal of Mechanical Engineering Education, 2005. p. 83-92.
- Amiebenomo y S. Yesufu. 2013.** *The Desing and Fabrication of -compression and Extension Testing Machine.* Benyn city, Edo State , Nigeria : s.n., 2013. ISSN 2249-6289.
- BERNABE ARCE, GILBERT R. 2008.** *Automatización de una Máquina de Tracción Probadora de Estrbos de Acero.* PERU : s.n., 2008.
- Budynas, Richar G. y J. Keith Nisbett. 2008.** *Diseño en Ingenieria Mecánica de Shigley.* Mexico : The McGraw-Hill, 2008. ISBN- 970-10-6404-6.
- CALLISTER, WILLIAM D.** *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales* . MEXICO : REVERTE SA.
- CUENCA, FANNY y LOYOLA, RUDID. 2007.** *Implementación de un Sistema de Adquisición de Datos para la Máquina de Ensayos a la Tracción Construida en el AEIRNNR.* LOJA- ECUADOR : s.n., 2007.
- CZICHOS, Horst y SAITO, Tetsuya. 2006.** *Springer Handbook of Materials.* Berlin : Leslie Smith, 2006.
- Davis, Joseph R. 2004.** *Tensile Testing* . s.l. : ASM International, 2004. ISBN 1615030956.
- EGGERT, RUDOLPH J. 2010.** *ENGINEERING DESING.* s.l. : segunda, 2010. ISBN: 0615319386, 9780615319384.
- FERNANDEZ COLLAO, HERNÁNDEZ SAMPIERI y BAPTISTA LUCIO. 2010.** *Metodologia de la Investigación* . COLOMBIA : McGRAw-Hill, 2010. ISBN 968-422-931-3.
- FORZANTI, ESTEBAN. 2009.** *Diseño y Construcción de un Banco de Ensayos para Dispositivos de Osteosintesis.* VENEZUELA : s.n., 2009.

HIBBELER, RUSSELL C. 2011. *Mecanica de Materiales* . Mexico : Pearson, 2011. ISBN- 978-607-32-0559-7.

IGNACIO DELMASTRO, JUAN. 2016. *diseño de maquina para ensayos de creep, creep- fatiga y falla por carga sostenida.* argentina : s.n., 2016.

MARTINEZ, OMAR y MONTERO, JORGE. 2010. *Diseño y Construcción de una Maquina para Realizar Ensayos.* VENEZUELA : s.n., 2010.

NOGALES VILLAVICENCIO, MAURO IGNACIO. 2008. *Diseño y Construcción de una Maquina para Realizar Ensayos de Tension Mecanica.* MEXICO : s.n., 2008.

Olortegui Yume, J. 2016. *"On the use of in-house built equipment for the enhanment of college teaching & research"*. UNP PIURA, PERÚ : CONEIMERA, 2016. 12-17 SEPTIEMBRE 2016.

PEARCE, Joshua M. 2013. *Open-source lab: How to build your own and reduce research costs.* s.l. : Newnes, 2013.

SANTOS TINEO, WILDER G. y ZEÑA ROJAS, CESAR A. 2013. *Diseño de Maquina Electromecánica con Capacidad de 100 kn para Ensayos de Traccion de Probetas de Acero.* CHICLAYO-PERÚ : s.n., 2013.

Xiao Yan-jun, Zhou Jing, Lu Lin y Guan Yu-ming. 2010. *The Design of Tensile Testing Machine Based on MCGS Control System.* Tianjin - CHINA : s.n., 2010.

ANEXOS

ANEXOS N° 1: FORMATO DE ENTREVISTA

ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres:

Cargo : Docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

Profesión : Ingeniero Mecánico/ eléctrico

Entidad : Universidad César Vallejo

Ubicación : Av. Víctor Larco N°1770 Urb. Las Flores, Víctor
Larco – Trujillo – La Libertad

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rodríguez Avalos, José Alberto

Entidad : Universidad César Vallejo

Escuela : Ingeniería Mecánica Eléctrica

Tesis : Diseño y Fabricación de una Maquina de Ensayos de Tracción

PREGUNTAS

ASPECTO NORMATIVO

1. ¿Conoce usted las metas de acción a corto/largo plazo que se ha trazado la escuela de ingeniería mecánica eléctrica para comenzar con un proceso de la acreditación de la carrera?

Sí

Si (comente)

.....
.....

2. ¿Cuál sería la importancia principal que consideraría usted en el uso de laboratorios de instrucción universitaria en los futuros ingenieros?
(comente)

.....
.....
.....

3. ¿Conoce usted si la Escuela de Mecánica Eléctrica posee un plan de mejora/ implementación de los diferentes laboratorios de instrucción?
Sí
Si (comente)

.....
.....
.....

4. ¿Tiene conocimiento de entidades nacionales o internacionales que normen el funcionamiento, fabricación, y validación de equipos de laboratorio?
Sí
Si (comente)

.....
.....
.....

5. ¿Cómo se podría llegar a una certificación/estandarización de calidad a través de la implementación de laboratorios en la escuela de ingeniería mecánica eléctrica?

.....
.....

DISEÑO DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

6. ¿Tiene usted conocimiento de entidades a nivel local de verificación-certificación de materiales a través de los ensayos de laboratorio?
Sí
Si (menciónelos)

.....
.....

7. ¿De qué manera se vería beneficiada la universidad al implementar una máquina de ensayos de tracción para el laboratorio?

.....
.....

8. ¿Según su experiencia, ¿Qué criterios (*) de diseño serian importantes a considerar para el diseño de una máquina de ensayos de tracción demostrativos, así poder determinar las propiedades de los diferentes materiales más comunes usados en la industria?

(*) Ejemplo: Costo, Facilidad de Mantenimiento, tamaño, rango de medición, etc.

.....
.....

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar la máquina de ensayos tracción para el laboratorio de la universidad por fabricación propia?

Más de 20000 nuevos soles

Entre 20000 a 50000 nuevos soles

Desde 00000 a más

10. ¿De qué manera piensa usted que la Universidad puede recuperar la inversión de comprar una máquina de ensayos de tracción?

.....
.....
.....

ANEXO N° 2: ENTREVISTAS EJECUTADAS

ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres: De la Rosa Bocanegra, Felipe

Cargo : Docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

Profesión : Ingeniero Mecánico

Entidad : Universidad César Vallejo

Ubicación : Av. Víctor Larco N°1770 Urb. Las Flores, Víctor

Larco – Trujillo – La Libertad

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rodríguez Avalos, José Alberto

Entidad : Universidad César Vallejo

Escuela : Ingeniería Mecánica Eléctrica

: Diseño y Fabricación de una Máquina de Ensayos de Tracción

PREGUNTAS

ASPECTO NORMATIVO

1. ¿Conoce usted las metas de acción a corto/largo plazo que se ha trazado la escuela de ingeniería mecánica eléctrica para comenzar con un proceso de la acreditación de la carrera?

Sí

2. ¿Cuál sería la importancia principal que consideraría usted en el uso de laboratorios de instrucción universitaria en los futuros ingenieros?
(comente)

..... Es importante, es parte del conocimiento que se imparte y para nuevos proyectos de investigación

.....

3. ¿Conoce usted si la Escuela de Mecánica Eléctrica posee un plan de mejora/ implementación de los diferentes laboratorios de instrucción?

Sí

Si (comente)

.....Plan de inversión, plan operativo y plan de mejora.....

.....

4. ¿Tiene conocimiento de entidades nacionales o internacionales que normen el funcionamiento, fabricación, y validación de equipos de laboratorio?

Sí

Si (comente)

.....ISO.....

5. ¿Cómo se podría llegar a una certificación/estandarización de calidad a través de la implementación de laboratorios en la escuela de ingeniería mecánica eléctrica?

.....Tener un asesoramiento para la elaboración de un protocolo, y realizar una investigación sobre el tema.....

DISEÑO DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

6. ¿Tiene usted conocimiento de entidades a nivel local de verificación-certificación de materiales a través de los ensayos de laboratorio?

Sí

7. ¿De qué manera se vería beneficiada la universidad al implementar una máquina de ensayos de tracción para el laboratorio?

....Además de su uso en la práctica de cursos, enseñanza/práctica

8. ¿Según su experiencia, ¿Qué criterios (*) de diseño serian importantes a considerar para el diseño de una máquina de ensayos de tracción demostrativos, así poder determinar las propiedades de los diferentes materiales más comunes usados en la industria?

(*) Ejemplo: Costo, Facilidad de Mantenimiento, tamaño, rango de medición, etc.

Que sea automatizada, que cuente con software y conexión a un pc para monitorear los ensayos.....

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar la máquina de ensayos tracción para el laboratorio de la universidad por fabricación propia?

M ms de 20000 nuevos soles

Entre 20000 a 50000 nuevos soles

De 0000 a más

10. ¿De qué manera piensa usted que la Universidad puede recuperar la inversión de comprar una máquina de ensayos de tracción?

.....Ofreciendo los servicios de ensayos a industrias y a otras instituciones.....

ENTREVISTA REALIZADA

ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres: Inciso Vásquez, Jorge

Cargo : Docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

Profesión : Ingeniero mecánico

Entidad : Universidad César Vallejo

Ubicación : **Av. Víctor Larco N°1770 Urb. Las Flores, Víctor**

Larco – Trujillo – La Libertad

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rodríguez Avalos, José Alberto

Entidad : Universidad César Vallejo

Escuela : Ingeniería Mecánica Eléctrica

: Diseño y Fabricación de una Maquina de Ensayos de Tracción

PREGUNTAS

ASPECTO NORMATIVO

1. ¿Conoce usted las metas de acción a corto/largo plazo que se ha trazado la escuela de ingeniería mecánica eléctrica para comenzar con un proceso de la acreditación de la carrera?

Sí

Si (comente)

**.....comenzar con el proceso de
licenciamiento.....**

2. ¿Cuál sería la importancia principal que consideraría usted en el uso de laboratorios de instrucción universitaria en los futuros ingenieros?

(comente)

**.....Muy importante, para la mejora en los
estudiantes.....**

3. ¿Conoce usted si la Escuela de Mecánica Eléctrica posee un plan de mejora/ implementación de los diferentes laboratorios de instrucción?

Sí

Si (comente)

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar la máquina de ensayos tracción para el laboratorio de la universidad por fabricación propia?

M ms de 20000 nuevos soles

En 20000 a 50000 nuevos soles

D 00000 a más

10. ¿De qué manera piensa usted que la Universidad puede recuperar la inversión de comprar una máquina de ensayos de tracción?

.....**brindando** **servicio** **a**
terceros.....

ENTREVISTA REALIZADA

ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres: Pajares Huallán, Luis Miguel

Cargo : Coordinador de laboratorio

Profesión : Ingeniero Mecánico Electricista

Entidad : Universidad César Vallejo

Ubicación : Av. Víctor Larco N°1770 Urb. Las Flores, Víctor

Larco – Trujillo – La Libertad

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rodríguez Avalos, José Alberto

Entidad : Universidad César Vallejo
Escuela : Ingeniería Mecánica Eléctrica
Tesis : Diseño y Fabricación de una Maquina de Ensayos de Tracción

PREGUNTAS

ASPECTO NORMATIVO

1. ¿Conoce usted las metas de acción a corto/largo plazo que se ha trazado la escuela de ingeniería mecánica eléctrica para comenzar con un proceso de la acreditación de la carrera?

Sí

2. ¿Cuál sería la importancia principal que consideraría usted en el uso de laboratorios de instrucción universitaria en los futuros ingenieros?
(comente)

..... Es importante, es parte del conocimiento que se imparte y para nuevos proyectos de investigación
.....

3. ¿Conoce usted si la Escuela de Mecánica Eléctrica posee un plan de mejora/ implementación de los diferentes laboratorios de instrucción?

Sí

Si (comente)
.....Plan de inversión, plan operativo y plan de mejora.....
.....

4. ¿Tiene conocimiento de entidades nacionales o internacionales que normen el funcionamiento, fabricación, y validación de equipos de laboratorio?

Sí

Si (comente)
.....ISO.....

5. ¿Cómo se podría llegar a una certificación/estandarización de calidad a través de la implementación de laboratorios en la escuela de ingeniería mecánica eléctrica?

.....**Tener un asesoramiento para la elaboración de un protocolo, y realizar una investigación sobre el tema.....**

DISEÑO DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

6. ¿Tiene usted conocimiento de entidades a nivel local de verificación-certificación de materiales a través de los ensayos de laboratorio?

Sí

7. ¿De qué manera se vería beneficiada la universidad al implementar una máquina de ensayos de tracción para el laboratorio?

.....**Además de su uso en la práctica de cursos, enseñanza/practica**

8. ¿Según su experiencia, ¿Qué criterios (*) de diseño serian importantes a considerar para el diseño de una máquina de ensayos de tracción demostrativos, así poder determinar las propiedades de los diferentes materiales más comunes usados en la industria?

(*) Ejemplo: Costo, Facilidad de Mantenimiento, tamaño, rango de medición, etc.

Que sea automatizada, que cuente con software y conexión a un pc para monitorear los ensayos

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar la máquina de ensayos tracción para el laboratorio de la universidad por fabricación propia?

M s de 20000 nuevos soles

En 20000 a 50000 nuevos soles

D 0000 a más

10. ¿De qué manera piensa usted que la Universidad puede recuperar la inversión de comprar una máquina de ensayos de tracción?

.....Ofreciendo los servicios de ensayos a industrias y a otras instituciones.....

ENTREVISTA REALIZADA

ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres: Tejeda Ponce Alex Deyvi

Cargo : Docente de la escuela de ingeniería mecánica eléctrica

Profesión : Ingeniero Mecánico

Entidad : Universidad César Vallejo

Ubicación : **Av. Víctor Larco N°1770 Urb. Las Flores, Víctor**

Larco – Trujillo – La Libertad

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rodríguez Avalos, José Alberto

Entidad : Universidad César Vallejo

Escuela : Ingeniería Mecánica Eléctrica

Tesis : Diseño y Fabricación de una Maquina de Ensayos de Tracción

PREGUNTAS

ASPECTO NORMATIVO

1. ¿Conoce usted las metas de acción a corto/largo plazo que se ha trazado la escuela de ingeniería mecánica eléctrica para comenzar con un proceso de la acreditación de la carrera?

Sí

(comente)

..... Se propone mejorar los procesos de enseñanza-aprendizaje, infraestructura, gestión de recursos y seguimiento al egresado.....

2. ¿Cuál sería la importancia principal que consideraría usted en el uso de laboratorios de instrucción universitaria en los futuros ingenieros?

(comente)

..... Es importante para complementar las habilidades prácticas (horas prácticas) del plan de estudio

3. ¿Conoce usted si la Escuela de Mecánica Eléctrica posee un plan de mejora/ implementación de los diferentes laboratorios de instrucción?

Sí

Si (comente)

.....Se realiza de manera anual y se mide en auditorías internas.....

4. ¿Tiene conocimiento de entidades nacionales o internacionales que normen el funcionamiento, fabricación, y validación de equipos de laboratorio?

Sí

Si (comente)

.....Existe el Inacal que es un organismo gubernamental que calibra certifica equipos de medición.....

5. ¿Cómo se podría llegar a una certificación/estandarización de calidad a través de la implementación de laboratorios en la escuela de ingeniería mecánica eléctrica?

.....Es requisito para el licenciamiento de las unidades académicas de cada universidad, contar con laboratorios.....

DISEÑO DE LA MAQUINA DE ENSAYOS DE TRACCIÓN

6. ¿Tiene usted conocimiento de entidades a nivel local de verificación-certificación de materiales a través de los ensayos de laboratorio?

Sí

7. ¿De qué manera se vería beneficiada la universidad al implementar una máquina de ensayos de tracción para el laboratorio?

.....Para la experimentación de teorías en resistencia de los materiales.....

8. ¿Según su experiencia, ¿Qué criterios (*) de diseño serian importantes a considerar para el diseño de una máquina de ensayos de tracción demostrativos, así poder determinar las propiedades de los diferentes materiales más comunes usados en la industria?

(*) Ejemplo: Costo, Facilidad de Mantenimiento, tamaño, rango de medición, etc.

.....El criterio más importante es la futura calibración de la máquina, puesto que se requiere obtener medidas precisas y mediante la automatización.....

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar la máquina de ensayos tracción para el laboratorio de la universidad por fabricación propia?

Ms de 20000 nuevos soles

Entre 20000 a 50000 nuevos soles

De 0000 a más

10. ¿De qué manera piensa usted que la Universidad puede recuperar la inversión de comprar una máquina de ensayos de tracción?

.....No recupera, es parte del funcionamiento para el dictado de clases.....

Anexos N° 3: Normas y Códigos Encontrados

AWS D1.1/D1.1M:2010

**Traducción de:
Structural Welding Code—Steel
Un Estándar Nacional Americano**

**Documento Original Aprobado por el
American National Standards Institute
11 de marzo, 2010**

Código de Soldadura Estructural— Acero

Edición 22^{da}

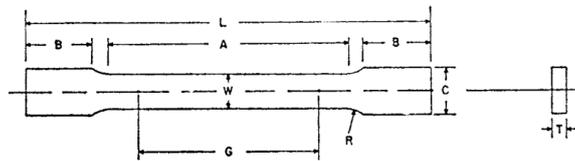
Reemplaza al AWS D1.1/D1.1M:2008

Preparado por la
American Welding Society (AWS) Comité D1 de Soldadura Estructural

Bajo la Dirección del
AWS Technical Activities Committee

Aprobado por el
AWS Board of Directors

ASTM E8/E8M - 09



	Dimensions		
	Standard Specimens		Subsize Specimen
	Plate-Type, 40 mm [1.500 in.] Wide	Sheet-Type, 12.5 mm [0.500 in.] Wide	6 mm [0.250 in.] Wide
	mm [in.]	mm [in.]	mm [in.]
G—Gage length (Note 1 and Note 2)	200.0 ± 0.2 [8.00 ± 0.01]	50.0 ± 0.1 [2.000 ± 0.005]	25.0 ± 0.1 [1.000 ± 0.003]
W—Width (Note 3 and Note 4)	40.0 ± 2.0 [1.500 ± 0.125, -0.250]	12.5 ± 0.2 [0.500 ± 0.010]	6.0 ± 0.1 [0.250 ± 0.005]
T—Thickness (Note 5)		thickness of material	
R—Radius of fillet, min (Note 6)	25 [1]	12.5 [0.500]	6 [0.250]
L—Overall length, min (Note 2, Note 7, and Note 8)	450 [18]	200 [8]	100 [4]
A—Length of reduced section, min	225 [9]	57 [2.25]	32 [1.25]
B—Length of grip section, min (Note 9)	75 [3]	50 [2]	30 [1.25]
C—Width of grip section, approximate (Note 4 and Note 9)	50 [2]	20 [0.750]	10 [0.375]

NOTE 1—For the 40 mm [1.500 in.] wide specimen, punch marks for measuring elongation after fracture shall be made on the flat or on the edge of the specimen and within the reduced section. Either a set of nine or more punch marks 25 mm [1 in.] apart, or one or more pairs of punch marks 200 mm [8 in.] apart may be used.

NOTE 2—When elongation measurements of 40 mm [1.500 in.] wide specimens are not required, a minimum length of reduced section (A) of 75 mm [2.25 in.] may be used with all other dimensions similar to those of the plate-type specimen.

NOTE 3—For the three sizes of specimens, the ends of the reduced section shall not differ in width by more than 0.10, 0.05 or 0.02 mm [0.004, 0.002 or 0.001 in.], respectively. Also, there may be a gradual decrease in width from the ends to the center, but the width at each end shall not be more than 1 % larger than the width at the center.

NOTE 4—For each of the three sizes of specimens, narrower widths (W and C) may be used when necessary. In such cases the width of the reduced section should be as large as the width of the material being tested permits; however, unless stated specifically, the requirements for elongation in a product specification shall not apply when these narrower specimens are used.

NOTE 5—The dimension T is the thickness of the test specimen as provided for in the applicable material specifications. Minimum thickness of 40 mm [1.500 in.] wide specimens shall be 5 mm [0.188 in.]. Maximum thickness of 12.5 and 6 mm [0.500 and 0.250 in.] wide specimens shall be 19 and 6 mm [0.750 and 0.250 in.], respectively.

NOTE 6—For the 40 mm [1.500 in.] wide specimen, a 13 mm [0.500 in.] minimum radius at the ends of the reduced section is permitted for steel specimens under 690 MPa [100 000 psi] in tensile strength when a profile cutter is used to machine the reduced section.

NOTE 7—The dimension shown is suggested as a minimum. In determining the minimum length, the grips must not extend in to the transition section between Dimensions A and B, see Note 9.

NOTE 8—To aid in obtaining axial force application during testing of 6-mm [0.250-in.] wide specimens, the overall length should be as large as the material will permit, up to 200 mm [8.00 in.].

NOTE 9—It is desirable, if possible, to make the length of the grip section large enough to allow the specimen to extend into the grips a distance equal to two thirds or more of the length of the grips. If the thickness of 12.5 mm [0.500-in.] wide specimens is over 10 mm [0.375 in.], longer grips and correspondingly longer grip sections of the specimen may be necessary to prevent failure in the grip section.

NOTE 10—For the three sizes of specimens, the ends of the specimen shall be symmetrical in width with the center line of the reduced section within 2.5, 0.25 and 0.13 mm [0.10, 0.01 and 0.005 in.], respectively. However, for referee testing and when required by product specifications, the ends of the 12.5 mm [0.500 in.] wide specimen shall be symmetrical within 0.2 mm [0.01 in.].

NOTE 11—For each specimen type, the radii of all fillets shall be equal to each other within a tolerance of 1.25 mm [0.05 in.], and the centers of curvature of the two fillets at a particular end shall be located across from each other (on a line perpendicular to the centerline) within a tolerance of 0.2 mm [0.01 in.].

NOTE 12—Specimens with sides parallel throughout their length are permitted, except for referee testing, provided: (a) the above tolerances are used; (b) an adequate number of marks are provided for determination of elongation; and (c) when yield strength is determined, a suitable extensometer is used. If the fracture occurs at a distance of less than 2 W from the edge of the gripping device, the tensile properties determined may not be representative of the material. In acceptance testing, if the properties meet the minimum requirements specified, no further testing is required, but if they are less than the minimum requirements, discard the test and retest.

FIG. 1 Rectangular Tension Test Specimens



Standard Practices for Force Verification of Testing Machines¹

This standard is issued under the fixed designation E4; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the U.S. Department of Defense.

1. Scope*

1.1 These practices cover procedures for the force verification, by means of standard calibration devices, of tension or compression, or both, static or quasi-static testing machines (which may, or may not, have force-indicating systems). These practices are not intended to be complete purchase specifications for testing machines. Testing machines may be verified by one of the three following methods or combination thereof:

- 1.1.1 Use of standard weights,
- 1.1.2 Use of equal-arm balances and standard weights, or
- 1.1.3 Use of elastic calibration devices.

NOTE 1—These practices do not cover the verification of all types of testing machines designed to measure forces, for example, the constant-rate-of-loading type which operates on the inclined-plane principle. This type of machine may be verified as directed in the applicable appendix of Specification D76/D76M.

1.2 The procedures of 1.1.1 – 1.1.3 apply to the verification of the force-indicating systems associated with the testing machine, such as a scale, dial, marked or unmarked recorder chart, digital display, etc. *In all cases the buyer/owner/user must designate the force-indicating system(s) to be verified and included in the report.*

1.3 **Units**—The values stated in either SI units or inch-pound units are to be regarded separately as standard. The values stated in each system may not be exact equivalents; therefore, each system shall be used independently of the other. Combining values from the two systems may result in non-conformance with the standard.

1.3.1 Other customary force units may be used with this standard such as the kilogram-force (kgf) which is often used with hardness testing machines

1.4 Forces indicated on displays/printouts of testing machine data systems—be they instantaneous, delayed, stored, or

retransmitted—which are verified with provisions of 1.1.1, 1.1.2, or 1.1.3, and are within the $\pm 1\%$ accuracy requirement, comply with Practices E4.

1.5 *This standard does not purport to address all of the safety concerns, if any, associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.*

2. Referenced Documents

2.1 **ASTM Standards:**²

- D76/D76M Specification for Tensile Testing Machines for Textiles
- E6 Terminology Relating to Methods of Mechanical Testing
- E74 Practice of Calibration of Force-Measuring Instruments for Verifying the Force Indication of Testing Machines
- E467 Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Forces in an Axial Fatigue Testing System

3. Terminology

3.1 For definitions of terms used in this practice, refer to Terminology E6.

3.2 **Definitions:**

3.2.1 **elastic calibration device, n**—a device for use in verifying the force readings of a testing machine consisting of an elastic member(s) to which forces may be applied, combined with a mechanism or device for indicating the magnitude (or a quantity proportional to the magnitude) of deformation under force.

3.2.2 **portable testing machine (force-measuring type), n**—a device specifically designed to be moved from place to place and for applying a force (load) to a specimen.

3.2.3 **testing machine (force-measuring type), n**—a mechanical device for applying a force to a specimen.

3.3 **Definitions of Terms Specific to This Standard:**

¹ These practices are under the jurisdiction of ASTM Committee E28 on Mechanical Testing and is the direct responsibility of Subcommittee E28.01 on Calibration of Mechanical Testing Machines and Apparatus.

Current edition approved May 15, 2016. Published June 2016. Originally approved in 1923. Last previous edition approved in 2015 as E4 – 15. DOI: 10.1520/E0004-16.

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

*A Summary of Changes section appears at the end of this standard

ANEXO 4: Cálculos del Bastidor

CÁLCULOS DEL BASTIDOR DE LA MÁQUINA DE TRACCIÓN

ANALISIS DE LA ESTRUCTURA SUPERIOR

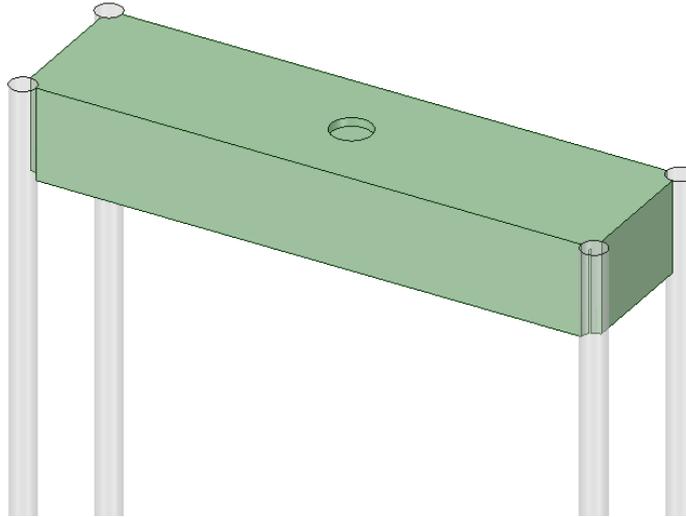
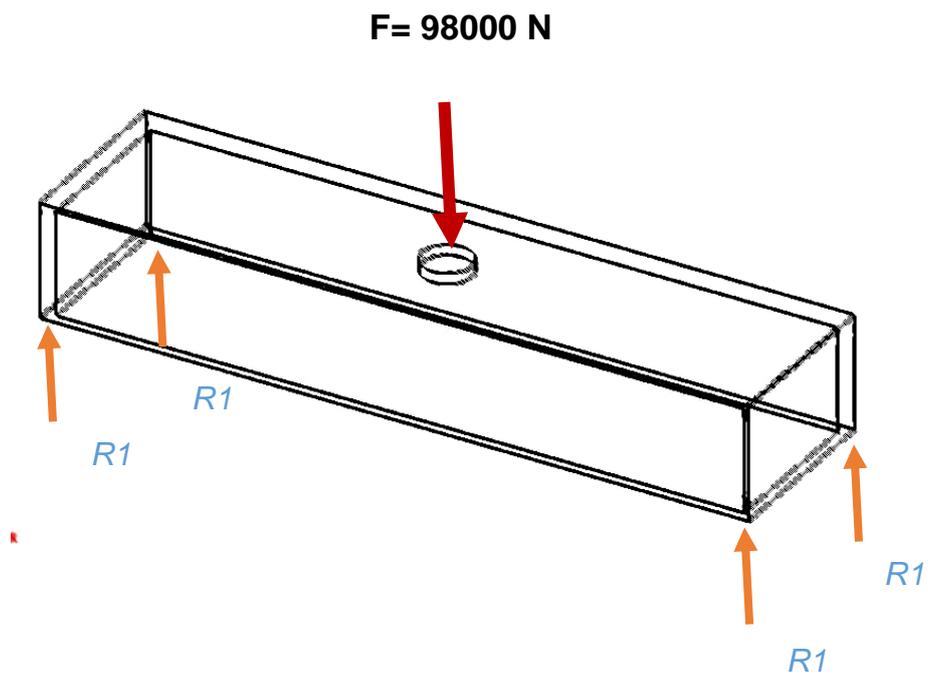
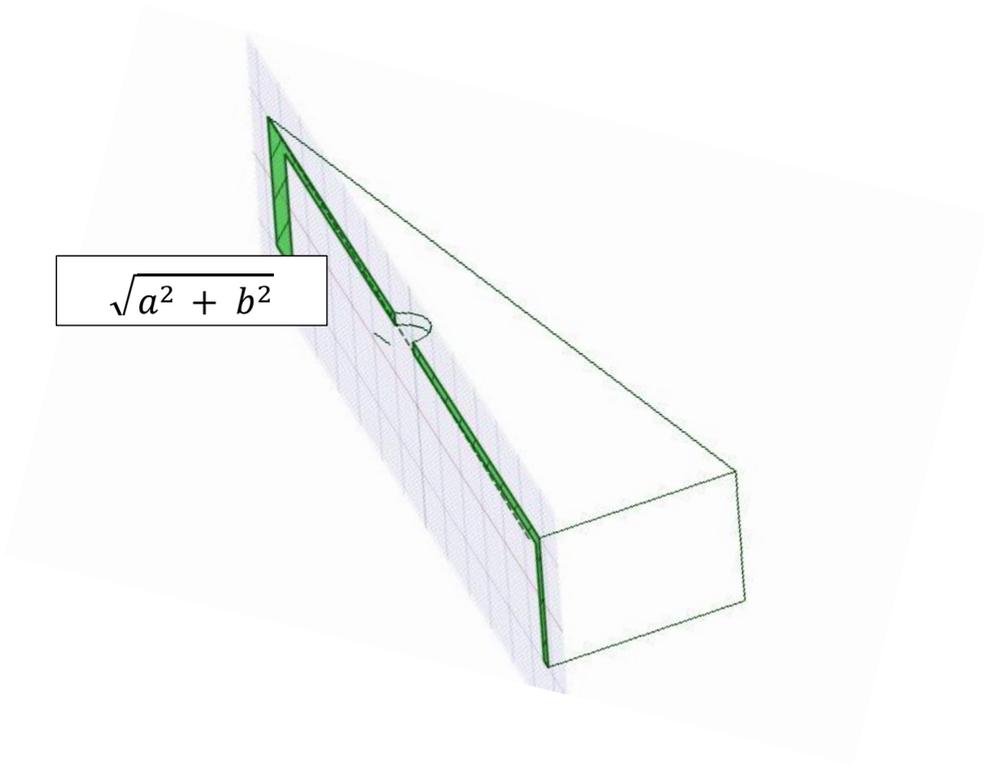


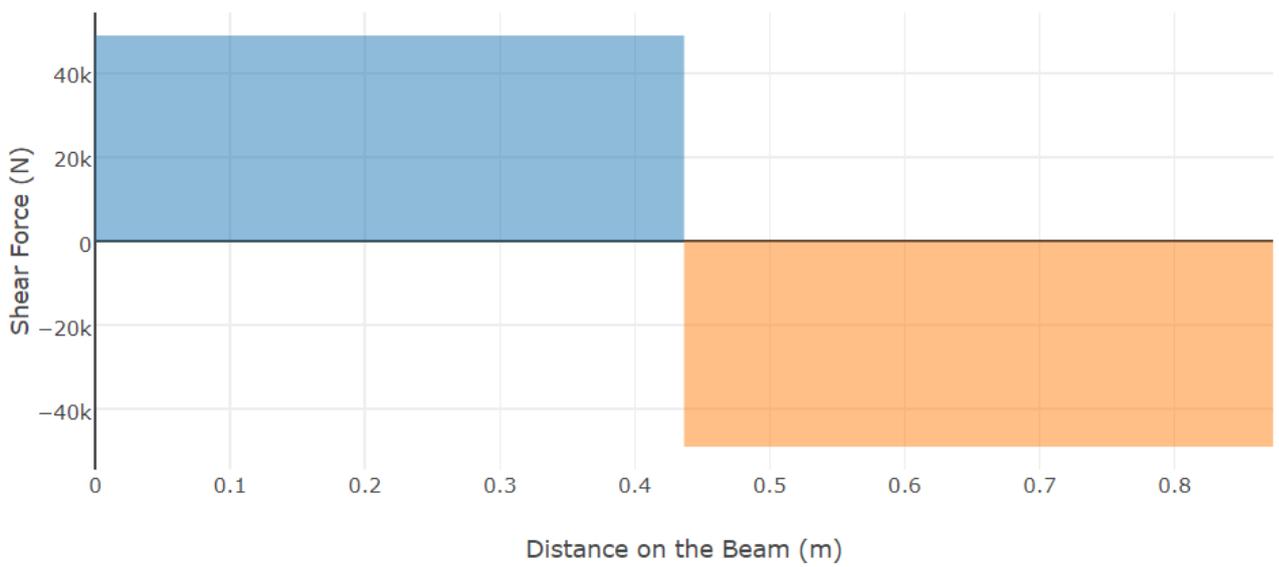
Figura parte superior de la estructura

Diagrama de cuerpo libre



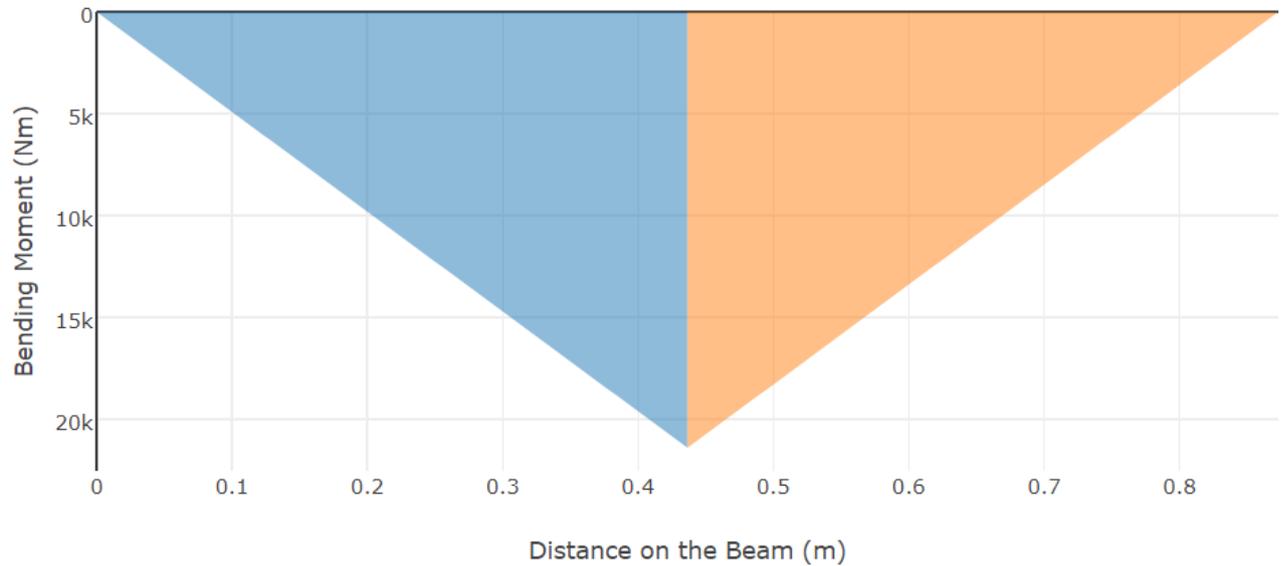


FUERZA CORTANTE MÁXIMA



$V = 49000 \text{ N}$

MOMENTO FLECTOR MÁXIMO



$$M_{max.} = 21392.6531 \text{ Nm}$$

Contantes

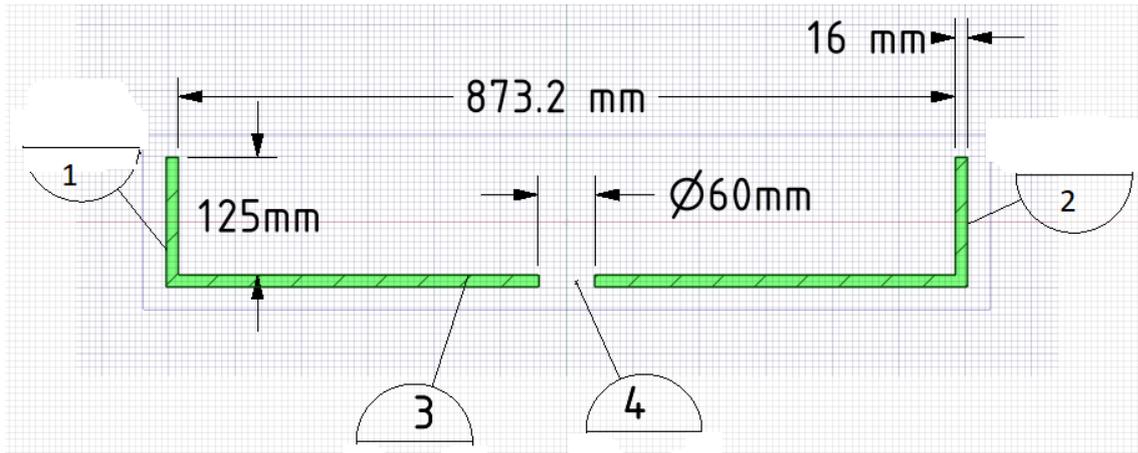
$$K_t = 1.5$$

Material ASTM A36

$$S_y = 250$$

$$S_{ut} = 460$$

Hallando el eje neutro (centroide)



$$\check{y}_1 = \check{y}_2 = 62.5 \text{ mm}$$

$$\check{y}_3 = \check{y}_4 = 133 \text{ mm}$$

$$\check{y} = \frac{\sum \pm A_i y_i}{\sum A_i} \dots (2)$$

$$\check{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 - A_4 y_4}{A_1 + A_2 + A_3 - A_4}$$

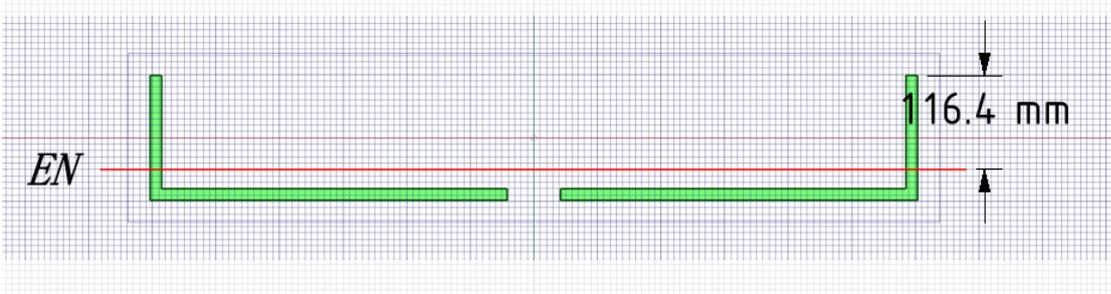
$$A_1 = A_2 = 2 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = 13.97 \text{ mm}^2$$

$$A_4 = 0.96 \text{ mm}^2$$

$$\check{y} = 116.4 \text{ mm}$$

Momento de inercia del cuerpo

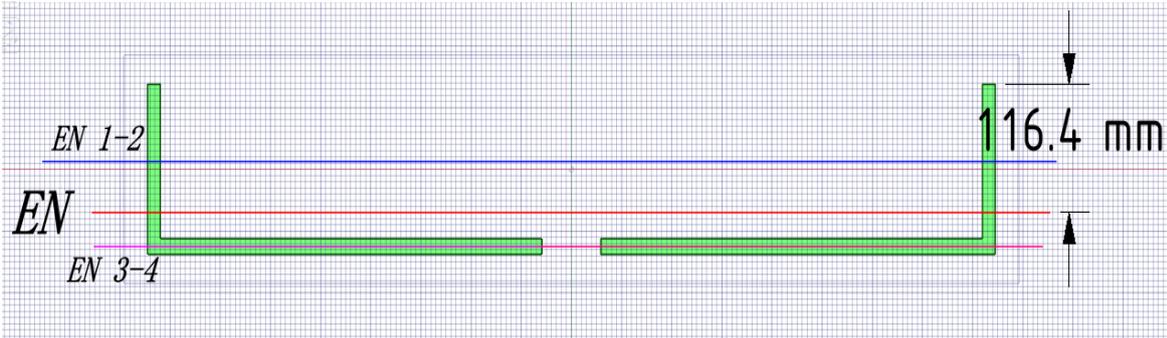


$$I = \frac{1}{12}bh^3 \dots\dots\dots (1)$$

$$I_1 = I_2 = 2604166.67 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = 298052.267 \text{ mm}^4$$

$$I_4 = 20480 \text{ mm}^4$$



$$I_{11} = I_1 + A_1d_1^2$$

$$I_{22} = I_2 + A_2d_2^2$$

$$I_{33} = I_3 + A_3 d_3^2$$

$$I_{44} = I_4 + A_4 d_4^2$$

$$I_{11} = I_{22} = 8.41442 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{33} = 4.14762 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{44} = 2.850176 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_T = I_{11} + I_{22} + I_{33} - I_{44}$$

$$I_T = 8.41442 \times 10^{-6} + 8.41442 \times 10^{-6} + 4.14762 \times 10^{-6} + 2.850176 \times 10^{-7}$$

$$I_T = 2.069 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\sigma_{max} = k \frac{M_{max} C}{I} \dots \dots \dots (3)$$

$$\sigma = \frac{21392.6531 (0.1164)}{2.069 \times 10^{-5}}$$

$$\sigma = 120.3643 \text{ Mpa.}$$

$$\sigma = 120.3643 \times 1.5 \text{ Mpa.}$$

$$\sigma = 181.842 \text{ Mpa.}$$

$$\tau = \frac{V Q}{I t} \dots\dots\dots (4)$$

$$\tau = \frac{49000 (0.0166)(0.01304)}{2.069 \times 10^{-5} (0.032)}$$

$$\tau = 16.0699 \text{ Mpa.}$$

$$\sigma' = (\sigma x^2 - \sigma x \sigma y + \sigma y^2 + 3\tau x^2)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (5)$$

$$\sigma' = (181.842^2 + 3(16.0699)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 478.284 \text{ Mpa.}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \dots\dots\dots (6)$$

$$n = \frac{250}{181.842}$$

$$n = 0.5227$$

ANALISIS POR FATIGA

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

$$S_e' = 230$$

$$k_a = aS_{ut}^b \dots\dots (9)$$

$$k_a = 0.883$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 1$$

De la figura N° 18:

$$k_d = 1$$

De la figura N° 19:

$$k_e = 1$$

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' \dots\dots\dots (10)$$

$$S_e = 204.3024$$

De la figura N° 20:

$$\sigma_a = 90.921$$

$$\sigma_m = 90.921$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \dots\dots\dots (8)$$

$$a = ((f) * (Sut))^2 / Se$$

$$a = 766.0181$$

$$b = (-1/3) * (\log_{10}(((f) * (Sut)) / (Se)))$$

$$b = -0.0957$$

$$N = \left(\frac{90.921}{766.0181} \right)^{-\frac{1}{0.0957}}$$

$$N = 2.74775^9$$

- **Soderbergh**

$$\frac{\sigma a}{Se} + \frac{\sigma m}{Sy} = \frac{1}{n} \dots \dots \dots (11)$$

$$\frac{90.921}{204.3024} + \frac{90.921}{250} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.23653$$

- **Goodman mod**

$$\frac{\sigma a}{Se} + \frac{\sigma m}{Sut} = \frac{1}{n} \dots \dots \dots (12)$$

$$\frac{90.921}{204.3024} + \frac{90.921}{460} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.5559$$

- Gerber

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (13)$$

$$\frac{n(90.921)}{204.3024} + \left(\frac{n(90.921)}{460}\right)^2 = 1$$

$$n = 1.7399$$

- ASME- elíptica

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (14)$$

$$\left(\frac{n(90.921)}{204.3024}\right)^2 + \left(\frac{n(90.921)}{250}\right)^2 = 1$$

$$n = 1.92255$$

ANALISIS DE LA ESTRUCTURA INFERIOR

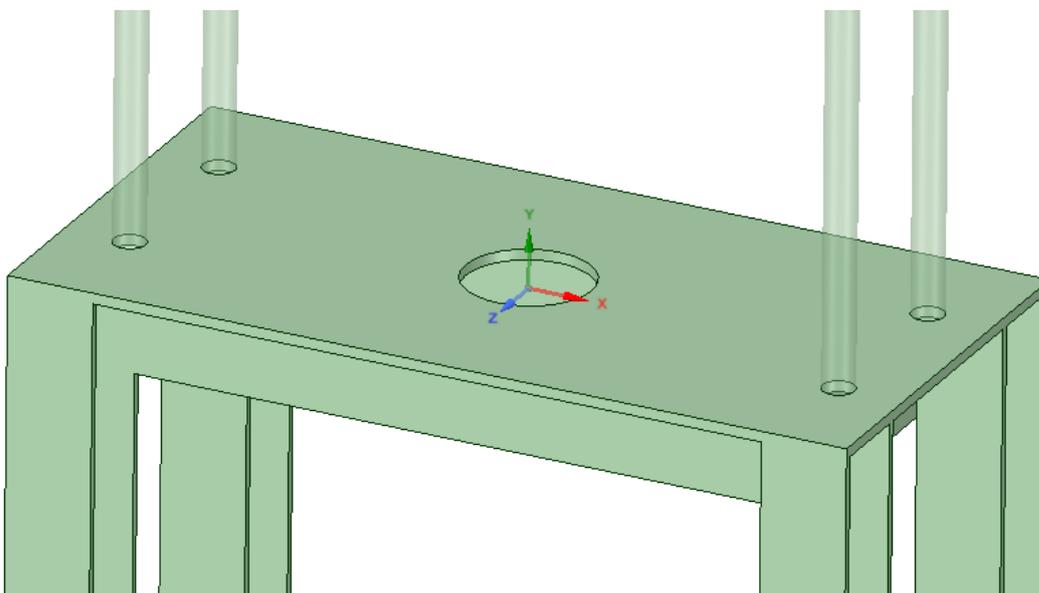
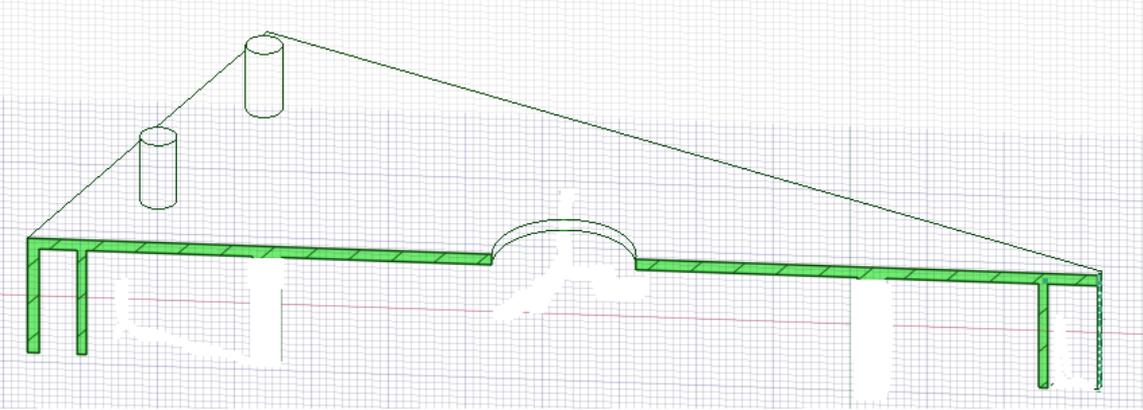
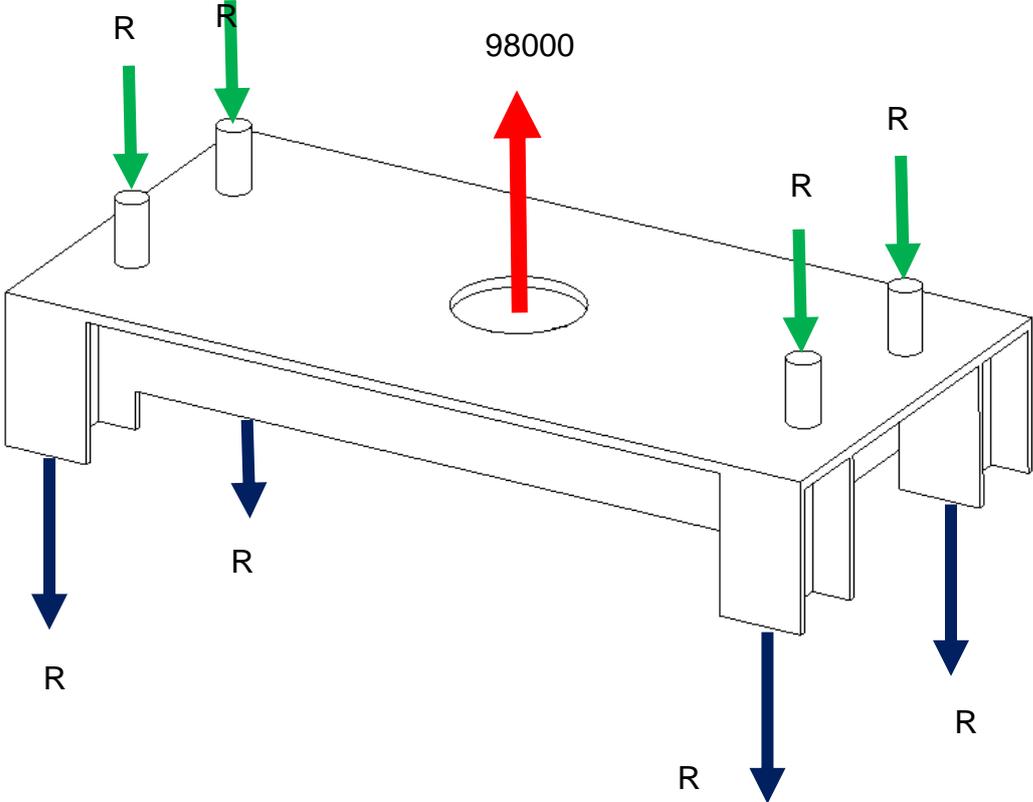
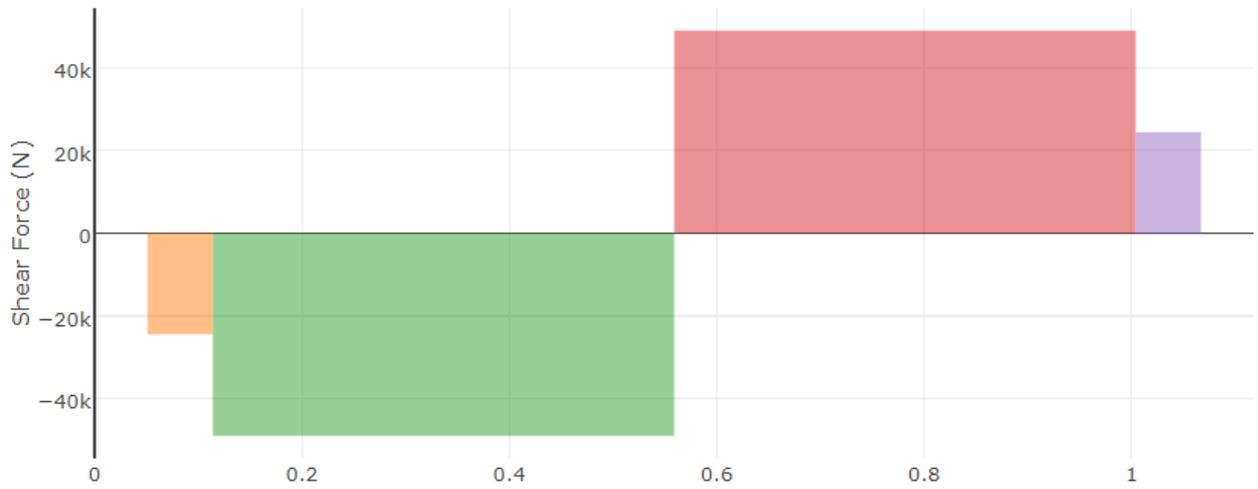


Diagrama de cuerpo libre



FUERZA CORTANTE MÁXIMA



$$V = 49057.22 \text{ N}$$

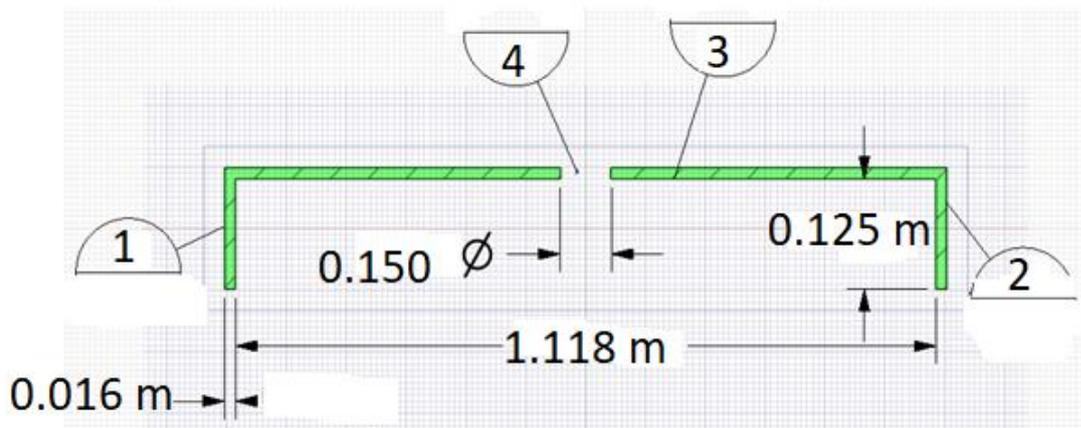
MOMENTO FLECTOR MÁXIMO



$$M_{max.} = 23373.9629 \text{ Nm}$$

$$K_t = 1.6$$

Hallando el eje neutro (centroide)



$$\check{y}_1 = \check{y}_2 = 0.0625 \text{ m}$$

$$\check{y}_3 = \check{y}_4 = 0.133 \text{ m}$$

$$\check{y} = \frac{\sum \pm A_i y_i}{\sum A_i} \dots (2)$$

$$\check{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 - A_4 y_4}{A_1 + A_2 + A_3 - A_4}$$

$$A_1 = A_2 = 0.002 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 0.01788 \text{ m}^2$$

$$A_4 = 0.0024 \text{ m}^2$$

$$\check{y} = 0.1185 \text{ m}$$



Momento de inercia del cuerpo

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



$$I_{11} = I_1 + A_1d_1^2$$

$$I_{22} = I_2 + A_2d_2^2$$

$$I_{33} = I_3 + A_3d_3^2$$

$$I_{44} = I_4 + A_4d_4^2$$

$$I_{11} = I_{22} = 8.8762 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{33} = 4.1409 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{44} = 5.558 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_T = I_{11} + I_{22} + I_{33} - I_{44}$$

$$I_T = 8.8762 \times 10^{-6} + 8.8762 \times 10^{-6} + 4.1409 \times 10^{-6} + 5.558 \times 10^{-7}$$

$$I_T = 2.1338 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\sigma_{max} = k \frac{M_{max} C}{I} \dots \dots \dots (3)$$

$$\sigma = 1.5 \times \frac{23373.9629 (0.1185)}{2.1338 \times 10^{-5}}$$

$$\sigma = 196.152 \text{ Mpa.}$$

$$\tau = \frac{V Q}{I t} \dots \dots \dots (4)$$

$$\tau = \frac{49057.22 (0.0166)(0.01788)}{2.1338 \times 10^{-5} (0.032)}$$

$$\tau = 16.211$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \dots (5)$$

$$\sigma' = (207.7320^2 + 3(16.1011)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 492.273 \text{ Mpa.}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \dots (6)$$

$$n = \frac{250}{492.273}$$

$$n = 0.5074$$

ANALISIS POR FATIGA

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \dots (7)$$

$$S_e' = 230$$

$$k_a = aS_{ut}^b \dots (9)$$

$$k_a = 0.8883$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 1$$

De la figura N° 18:

$$kd = 1$$

De la figura N° 19:

$$ke = 1$$

$$Se = ka.kb.kc.kd.ke.Se' \dots\dots\dots (10)$$

$$Se = 204.3024$$

De la figura N° 20:

$$\sigma a = 98.076$$

$$\sigma m = 98.076$$

$$N = \left(\frac{\sigma a}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \dots\dots\dots (8)$$

$$a = ((f) \cdot (Sut))^2 / Se$$

$$a = 766.0181$$

$$b = (-1/3) \cdot (\log_{10}(((f) \cdot (Sut)) / (Se)))$$

$$b = -0.0957$$

$$N = \left(\frac{98.076}{766.0181} \right)^{-\frac{1}{0.0957}}$$

$$N = 1.30981^9$$

- **Soderberg**

$$\frac{\sigma a}{Se} + \frac{\sigma m}{Sy} = \frac{1}{n} \dots\dots\dots (11)$$

$$\frac{98.076}{204.3024} + \frac{98.076}{250} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.1463$$

- **Goodman mod**

$$\frac{\sigma a}{S_e} + \frac{\sigma m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{98.076}{204.3024} + \frac{98.076}{460} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.4424$$

- **Gerber**

$$\frac{n\sigma a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (13)$$

$$\frac{n(98.076)}{204.3024} + \left(\frac{n(98.076)}{460}\right)^2 = 1$$

$$n = 1.613$$

- **ASME- elíptica**

$$\left(\frac{n\sigma a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma m}{S_y}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (14)$$

$$\left(\frac{n(98.076)}{204.3024}\right)^2 + \left(\frac{n(98.076)}{250}\right)^2 = 1$$

$$n = 1.7823$$

Calculo de las barras

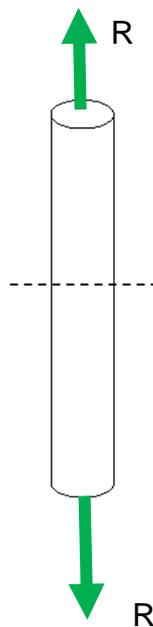
$$\sigma_{normal} = \frac{Fr}{At}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{24500}{\frac{\pi(0.0381)^2}{4}}$$

$$\sigma_{normal} = 21.4894 \text{ Mpa}$$

$$F.S. = \frac{Sy}{\sigma_{normal}} = \frac{250}{21.4894}$$

$$F.S. = 11.6336$$



Anexo N° 5 – Selección de Mordazas



Selection criteria for specimen grips

Characteristics/Features	Specimen grips (Function principle)							
	Screw-	Spring loaded-	Pneumatic-	Hydraulic-	Wedge-	Wedge screw-	Pincer-	Toggle-
Size (max. test load)								
Smallest version [kN]	0.02	0.02	0.02	10	2.5	0.5	0.5	0.3
Largest version [kN]	50	0.05	100	2000	600	250	10	2.5
Temperature range								
Lower limit [°C]	-70	-15	-70	-70	-70	-40	-40	-15
Upper limit [°C]	+250	+80	+250	+250	+250	+250	+250	+80
Main range of application								
 Plastics								
Sheets, strips	✓	✓	✓	-	-	-	-	✓
Tapes	✓	-	✓	✓	-	-	-	-
Monofilament	-	-	✓	✓	✓	-	-	-
Strings, ropes	✓	-	✓	-	-	-	-	-
Dumbbells	✓	-	✓	✓	✓	✓	✓	-
 Metal								
Foils	✓	-	✓	-	-	✓	✓	-
Sheets, thin sheets	✓	-	✓	✓	✓	✓	✓	-
Wires, fine wires	✓	✓	✓	✓	✓	✓	-	-
Strips	✓	-	✓	✓	✓	✓	-	-
Pipes	✓	-	✓	✓	✓	✓	-	-
Dumbbells	✓	-	✓	✓	✓	✓	-	-
Flat specimens	✓	-	✓	✓	✓	✓	✓	-
Round specimens	✓	-	✓	✓	✓	✓	-	-
Profiles	-	-	-	✓	-	-	-	-
 Textiles								
Filaments, fine yards	✓	✓	-	-	-	-	-	-
Elastic yarns	-	✓	-	-	-	-	-	-
General yarn	✓	-	✓	-	-	-	-	-
Technical yarn	-	-	✓	-	-	-	-	-
Non-woven fabrics	✓	-	✓	✓	-	-	-	✓
General fabric	✓	-	✓	✓	-	-	-	-
Technical fabrics	-	-	✓	✓	-	-	-	-
Geo-fabrics	-	-	-	✓	-	-	-	-
String, ropes	-	-	✓	-	-	-	-	-
Cordage, conveyor belts	✓	-	✓	✓	✓	✓	✓	-

Specimen grips for additional applications, including medical technology, are described in Section 3.3.

Anexo N° 6 – Selección de Cilindros



CILINDROS HIDRÁULICOS

CILINDROS ISO 3320



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

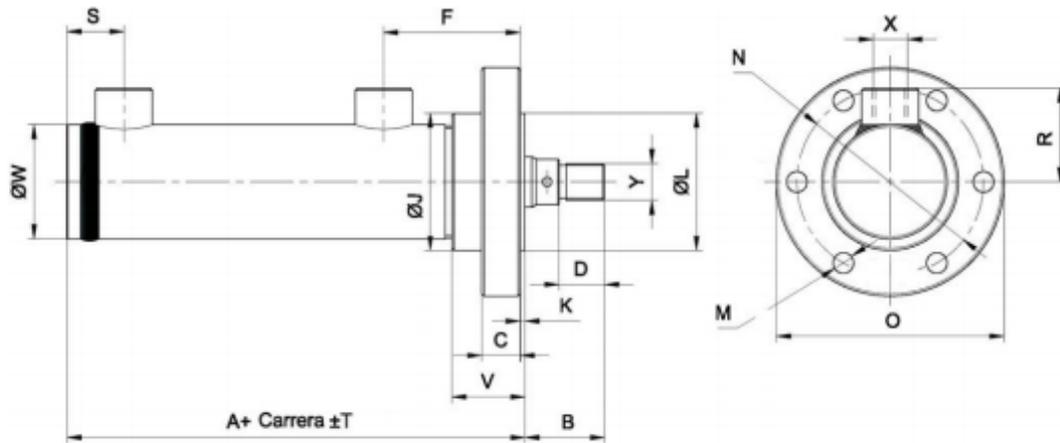
Norma	ISO 3320 (Camisa y Vástago)									
Tipo de Construcción	Tapas y Fijaciones Soldadas									
Presión Mínima	15 bar									
Presión Nominal	210 bar									
Presión de Prueba	250 bar									
Temperatura de Trabajo	-20°C a 80°C									
Fluido	Aceite Mineral									
Viscosidad	12...90 mm ² /s.									
Filtración	Grado de Filtración según NAS 1638									
Ø Camisa - Pistón (mm)	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
Ø Vástago	16	22/28	28/36	36/45	45/56	56/70	70/90	90/110	110/140	140/180
Velocidad máxima (m/s)	0,5			0,4			0,25			
Tolerancia de Carrera	CETOP RP 78 H									

Tel. 94 623 16 33 Fax. 94 623 16 50
Tel. 94 546 61 55 Fax. 94 546 50 75



168 / 169

● Cilindro Brida Delantera



Ø Cil.	Rosca (X)	Rosca (Y)	A	B	C	D	G	ØJ	K	ØL	ØM	ØN	O	R	S	T	V	ØW	Ø Vást.	Código/Carrera
32	G1/4	M12 x 125	108	30	10	16	50	52	2	52	7	67	80	35	26	2	32	40	16	413080100570/-...
40	G3/8	M16 x 150	133	35	13	20	62	62	2	60	9	82	100	41	25	2	40	50	22	413080100580/-...
40	G3/8	M16 x 150	133	35	13	20	62	62	2	60	9	82	100	41	25	2	40	50	28	413080100590/-...
50	G3/8	M20 x 150	142	41	15	25	64	74	2	75	11	103	125	46	29	2	41	60	28	413080100600/-...
50	G3/8	M20 x 150	142	41	15	25	64	74	2	75	11	103	125	46	29	2	41	60	36	413080100610/-...
63	G1/2	M27 x 2	155	48	18	32	64	89	2	90	13	120	145	54	35	2	39	75	36	413080100620/-...
63	G1/2	M27 x 2	155	48	18	32	64	89	2	90	13	120	145	54	35	2	39	75	45	413080100630/-...
80	G1/2	M33 x 2	178	59	22	40	74	112	2	110	15	142	170	65	40	2	46	95	45	413080100640/-...
80	G1/2	M33 x 2	178	59	22	40	74	112	2	110	15	142	170	65	40	2	46	95	56	413080100650/-...
100	G3/4	M42 x 2	197	70	25	50	84	135	3	135	17	170	202	76	45	3	52	115	56	413080100660/-...
100	G3/4	M42 x 2	197	70	25	50	84	135	3	135	17	170	202	76	45	3	52	115	70	413080100670/-...
125	G3/4	M52 x 2	211	80	30	55	88	170	3	168	21	210	250	91	57	3	53	145	70	413080100680/-...
125	G3/4	M52 x 2	211	80	30	55	88	170	3	168	21	210	250	91	57	3	53	145	90	413080100690/-...

Anexo N° 7 – Selección de Celda de Carga



Zwick
Materials Testing

Product Information

Xforce P, Xforce HP and Xforce K load cells

Xforce P (5 N - 100 N)

Maximum capacity F_N [N]	5	10	20	50	100
Maximum capacity F_N [lbf]	1.12	2.25	4.50	11.24	22.48
Item number	057091	060253	060256	060257	060258
Item number for ProLine^{ft}	063919	063920	063921	063922	063923
Accuracy class 1 from (0.4% of F_N)	0.02 N ²	0.04 N	0.08 N	0.2 N	0.4 N
Accuracy class 0.5 from (2% of F_N)	0.1 N	0.2 N	0.4 N	1 N	2 N
Connection	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5
Dia. of mounting stud [mm]	8	8	8	8	8
Limiting bending moment [Nm] ⁴	0.7	1.0	1.30	2.0	3.0
Limiting torque [Nm]	10	10	10	10	10

Xforce HP (5 N - 100 N)

Maximum capacity F_N [N]	5	10	20	50	100
Maximum capacity F_N [lbf]	1.12	2.25	4.50	11.24	22.48
Item number	063924	063925	063926	060259	060260
Item number for ProLine^{ft}	063927	063929	063930	063932	063933
Accuracy class 1 from (0.4% of F_N)	0.02 N ²	-	-	-	-
Accuracy class 1 from (0.2% of F_N)	-	0.02 N ²	0.04 N	0.1 N	0.2 N
Accuracy class 0.5 from (1% of F_N)	0.05 N	0.1 N	0.2 N	0.5 N	1 N
Connection	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5
Dia. of mounting stud [mm]	8	8	8	8	8
Limiting bending moment [Nm] ⁴	6	6	6	6	6
Limiting torque [Nm]	10	10	10	10	10

Xforce P (200 N - 10 kN)

Maximum capacity F_N [kN]	0.2	0.5	0.5	1	2.5	5	10	10
Maximum capacity F_N [lbf]	45	112	112	225	562	1124	2248	2248
Item number	011563	011562	057993	011560	011558	011556	017955	011554
Item number for ProLine^{ft}	018542	018540	058423	018539	018538	018537	-	018536
Accuracy class 1 from (0.4% of F_N)	0.8 N	2 N	2 N	4 N	10 N	20 N	40 N	40 N
Accuracy class 0.5 from (2% of F_N)	4 N	10 N	10 N	20 N	50 N	100 N	200 N	200 N
Connection via ⁶	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	flange 1	M28x1.5
Dia. of mounting stud [mm]	8	8	20	20 ³	20	20	20	20
Limiting bending moment [Nm] ^{4 5}	2 (3)	5 (7)	5 (7)	15 (17)	30 (34)	50 (58)	80 (115)	80 (115)
Limiting torque [Nm] ⁵	5 (14)	7 (35)	7 (35)	17 (50)	17 (80)	17 (130)	17 (200)	17 (200)

Xforce HP (200 N - 10 kN)

Maximum capacity F_N [kN]	0.2	0.5	0.5	1	2.5	5	10	10
Maximum capacity F_N [lbf]	45	112	112	225	562	1124	2248	2248
Item number	011571	011570	057991	011569	011568	011566	017953	011565
Item number for ProLine^{ft}	018548	018547	058424	018546	018545	018544	018554	018543
Accuracy class 1 from (0.2% of F_N)	0.4 N	1 N	1 N	2 N	5 N	10 N	20 N	20 N
Accuracy class 0.5 from (1% of F_N)	2 N	5 N	5 N	10 N	25 N	50 N	100 N	100 N
Connection via ⁶	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	M28x1.5	flange 1	M28x1.5
Dia. of mounting stud [mm]	8	8	20	20 ³	20	20	20	20
Limiting bending moment [Nm] ^{4 5}	2 (3)	5 (7)	5 (7)	15 (17)	30 (34)	50 (58)	80 (115)	80 (115)
Limiting torque [Nm] ⁵	5 (14)	7 (35)	7 (35)	17 (50)	17 (80)	17 (130)	17 (200)	17 (200)

Please note the footnotes on the next page.

Product Information

Xforce P, Xforce HP and Xforce K load cells

Xforce P (20 - 250 kN)

Maximum capacity F_N [kN]	20	30	50	100	150	250
Maximum capacity F_N [lbf]	4496	6744	11240	22481	33721	56202
Item number	017907	017908	017909	017910	017911	017912
Item number for ProLine^(f)	019242	019246	019248	019254	-	-
Accuracy class 1 from (0.4% of F_N)	80 N	120 N	200 N	400 N	600 N	1000 N
Accuracy class 0.5 from (2% of F_N)	400 N	600 N	1000 N	2000 N	3000 N	5000 N
Connection via ^(b)	flange 1	flange 1	flange 1	flange 2	flange 2	flange 2
Dia. of mounting stud [mm]	36	36	36	60	60	60
Limiting bending moment [Nm] ^(d) ^(e)	250 (460)	250 (500)	250 (650)	3500 (4500)	4000 (5000)	5000 (6000)
Limiting torque [Nm] ^(e)	250 (1500)	250 (1800)	250 (3000)	6500 (10000)	5800 (12500)	11000 (15000)

Xforce K (10 - 50 kN)

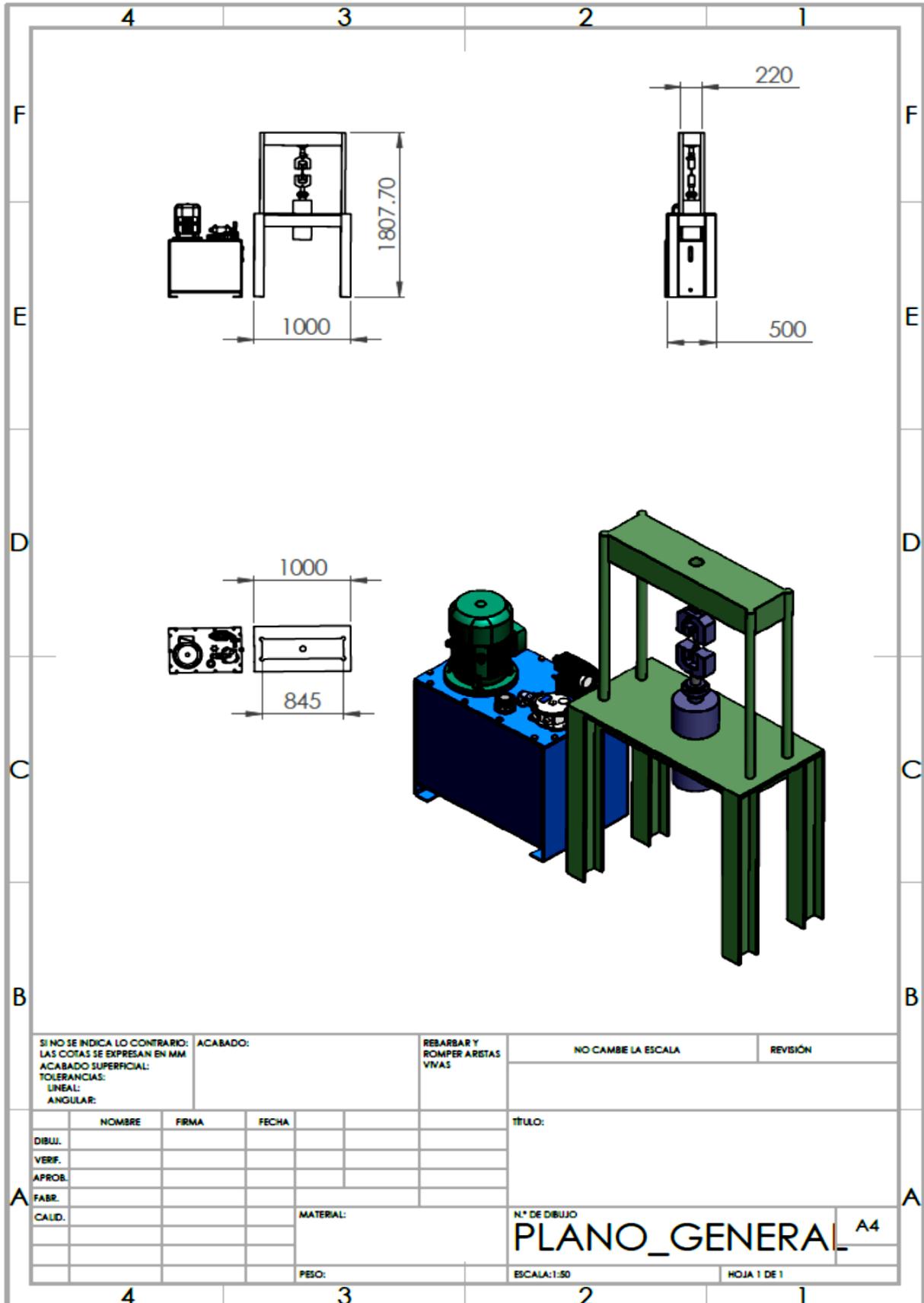
Maximum capacity F_N [kN]	10	10	20	30	50
Maximum capacity F_N [lbf]	2248	2248	4496	6744	11240
Item number	1008815	1008732	318936	325642	318934
Item number for ProLine^(f)	-	1008733	325222	325644	325223
Accuracy class 1 from (0.2% of F_N)	20 N	20 N	40 N	60 N	100 N
Accuracy class 0.5 from (1% of F_N)	100 N	100 N	200 N	300 N	500 N
Connection via ^(b)	flange 1	M28x1,5	flange 1	flange 1	flange 1
Dia. of mounting stud [mm]	20	20	36	36	36
Limiting bending moment [Nm] ^(d)	500	500	600	700	1100
Limiting torque [Nm]	500	500	500	500	1800

Xforce K (100 - 250 kN)

Maximum capacity F_N [kN]	100	100	150	250	250
Maximum capacity F_N [lbf]	22481	22481	33721	56202	56202
Item number	318932	068922^(e) ⁽⁷⁾	320304	318930	068918^(e)
Item number for ProLine^(f)	325328	-	-	-	-
Accuracy class 1 from (0.2% of F_N)	200 N	-	300 N	500 N	500 N
Accuracy class 0.5 from (1% of F_N)	1000 N	-	1500 N	2500 N	2500 N
Accuracy class 1 from (0.4% of F_N)	-	400 N	-	-	-
Accuracy class 0.5 from (2% of F_N)	-	2000 N	-	-	-
Connection via ^(b)	flange 1	flange 2	flange 2	flange 2	flange 2
Dia. of mounting stud [mm]	60	flange	60	60	flange
Limiting bending moment [Nm] ^(d)	4800	30000	8000	30000	30000
Limiting torque [Nm]	10000	55000	20000	55000	55000

^(f) Only in combination with a ProLine load frame; please see note regarding this.

Anexo N° 8 – Planos



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:		TOLERANCIAS:		LINEAL:		ANGULAR:			
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				PESO:		ESCALA: 1:50		HOJA 1 DE 1	

