

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

“Diseño de una mesa giratoria para el volteo de bridas en el proceso de soldadura”

INGE - 2964

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Alvaro Julio Quizhpe Vera

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

El presente trabajo lo dedico a mi esposa, sin su constante apoyo no hubiera sido posible alcanzar este objetivo. A mis padres, por su ejemplo de perseverancia y responsabilidad que me ha permitido desarrollarme tanto en mi vida personal y profesional.

Declaración Expresa

Yo Alvaro Julio Quizhpe Vera acuerdo y reconozco que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 06 de junio del 2025.



Alvaro Julio Quizhpe Vera

Evaluadores

PhD. Francis Loayza

Profesor de Materia

PhD. Juan Peralta

Tutor de proyecto

Resumen

Dentro de la manufactura es esencial la fabricación de componentes bridados, pero el proceso de soldadura de bridas representa un desafío considerable debido al volumen, peso y necesidad de posicionamiento constante. El diseño de una mesa giratoria aportará en mejorar la eficiencia del proceso permitiendo un giro controlado y evitando posturas forzadas del operador. Para el diseño se consideraron normas de seguridad industrial a fin de garantizar un ambiente laboral seguro. De la misma manera se empleó la norma CMAA70 como referencia técnica para validar la estructura y el comportamiento mecánico de la mesa. El análisis estructural fue realizado por cálculos numéricos para el esfuerzo de flexión, de compresión y pandeo. Posteriormente se validaron con simulaciones computacionales, obteniéndose como resultado una deformación máxima de 0.69mm en el tubo principal y 1.02mm en el bastidor. El mecanismo de volteo se realiza de manera manual y bloqueando el giro por medio de un pasador. La implementación de la mesa permite una reducción del 25% en el tiempo de operación, lo cual repercute en los costos de mano de obra y disminución del tiempo de utilización del puente grúa. En conclusión, la mesa no solo es técnicamente viable sino también socialmente responsable y ambientalmente sostenible.

Palabras Clave: mesa giratoria, bridas, soldadura, deformaciones máximas, esfuerzos.

Abstract

Within manufacturing, the fabrication of flanged components is essential, but the flange welding process represents a considerable challenge due to its volume, weight, and need for constant positioning. The design of a rotary table will contribute to improving process efficiency by allowing controlled rotation and avoiding awkward operator postures. Industrial safety standards were considered for the design to ensure a safe working environment. The CMAA70 standard was also used as a technical reference to validate the structure and mechanical behavior of the table. The structural analysis was performed through numerical calculations for bending, compression, and buckling stresses. These were subsequently validated with computer simulations, resulting in a maximum deformation of 0.69 mm for the main tube and 1.02 mm for the frame. The turning mechanism is performed manually, with rotation locked by a pin. The implementation of the table allows for a 25% reduction in operating time, which significantly reduces labor costs and reduces overhead crane utilization. In conclusion, the table is not only technically feasible but also socially responsible and environmentally sustainable.

Keywords: rotary table, flanges, welding, maximum deformations, stresses.

Índice general

Resumen	I
Abstract	II
Índice general	III
Abreviaturas	VI
Simbología	VII
Índice de figuras	VIII
Índice de tablas	X
Capítulo 1	1
1.1 Introducción	2
1.2 Descripción del Problema	2
1.3 Justificación del Problema	2
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo general	4
1.4.2 Objetivos específicos	4
1.5 Marco teórico	4
1.5.1 Momento flector en vigas	5
1.5.2 Esfuerzo de flexión en vigas	5
1.5.3 Deformación en vigas	6
1.5.4 Posicionadores o mesas giratorias	7

Capítulo 2	8
2.1 Metodología.	9
2.2 Requisitos mecánicos para la mesa giratoria.	9
2.2.1 Carga máxima esperada.....	9
2.1.2 Dimensiones de la mesa giratoria.....	9
2.1.3 Sistema de bloque del sistema.....	10
2.1.4 Modo de rotación.....	10
2.3 Especificaciones y requerimientos.....	10
2.4 Diseño conceptual del sistema	11
2.4.1 Primera alternativa.....	11
2.4.2 Segunda Alternativa	13
2.5 Matriz de decisión.....	14
2.6 Diseño preliminar	16
2.6.1 Identificación de requerimientos funcionales.....	17
2.6.2 Formulación de conceptos estructurales.....	18
2.6.3 Cálculo estructural.....	20
2.7 Análisis de elementos finitos (simulaciones).....	27
2.7.1 Fuerza actuando en los extremos – Caso #1.....	28
2.7.2 Fuerza actuando en el centro de la mesa	29
Capítulo 3	30

3.1 Resultados y análisis	31
3.1.1 Resultados del análisis del tubo principal (pieza 01)	32
3.1.2 Resultados del análisis del bastidor (patas inclinadas).....	36
3.2 Resultados de las simulaciones	41
3.2.1 Fuerza actuando en los extremos.....	41
3.2.2 Fuerza actuando en el centro de la mesa	43
3.3 Análisis económico.....	44
3.3.1 Materiales y elementos normalizados	45
3.3.2 Mano de obra directa	46
3.3.3 Maquinaria y herramientas	47
3.3.4 Costos indirectos	48
3.3.5 Costo total de fabricación.....	48
3.4 Beneficio económico por mejorar eficiencia.	49
3.5 Análisis de Resultados	51
Capítulo 4	53
4.1 Conclusiones y recomendaciones	54
4.1.1 Conclusiones.....	54
4.1.2 Recomendaciones	55
Referencias	56
Anexo – Planos	58

Abreviaturas

ASTM	American Society for Testing and Materials
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CAD	Computer-Aided Design
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
GMAW	Gas Metal Arc Welding
RPM	Revoluciones por minuto
SMAW	Shield Metal Arc Welding
Udm	Unidad de Medida

Simbología

Hr	Hora
kg	Kilogramo
N	Newton
m	Metro
mm	Milímetro
Pa	Pascal
s	Segundo

Índice de figuras

Figura 1-1 <i>Etapas del proceso de soldadura de bridas</i>	3
Figura 1-2 <i>Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada</i>	5
Figura 1-3 <i>Diagrama de deformación en una viga simplemente apoyada</i>	6
Figura 1-4 <i>Posicionadores para soldadura</i>	7
Figura 2-1 <i>Dibujo esquemático – Alternativa 1</i>	12
Figura 2-2 <i>Dibujo esquemático – Alternativa 2</i>	13
Figura 2-3 <i>Proceso metodológico</i>	17
Figura 2-4 <i>Consideraciones iniciales del sistema</i>	17
Figura 2-5 <i>Vistas 2D del sistema</i>	18
Figura 2-6 <i>Vistas 3D del sistema</i>	19
Figura 2-7 <i>Tubo principal 01</i>	20
Figura 2-8 <i>Piezas del tubo principal</i>	21
Figura 2-9 <i>Diagrama de cuerpo libre - tubo principal</i>	22
Figura 2-10 <i>Dibujo de los apoyos R_a y R_b</i>	24
Figura 2-11 <i>Diagrama de cuerpo libre – pata inclinada</i>	25
Figura 2-12 <i>Limitación áreas de acción – Caso #1</i>	28
Figura 2-13 <i>Fuerzas sobre la mesa y mallado – Caso #1</i>	29
Figura 2-14 <i>Fuerza actuando en el centro de la mesa – Caso #2</i>	29
Figura 3-1 <i>Dibujo 3D de la mesa y piezas del tubo principal 01</i>	31
Figura 3-2 <i>Dibujo 3D del bastidor y piezas de las patas inclinadas</i>	37
Figura 3-3 <i>Piezas Bastidor (20, 21 y 22)</i>	40
Figura 3-4 <i>Barra estandarizada a 70MPa – Caso #1</i>	42

Figura 3-5 <i>Esfuerzos máximos de la mesa abatible – Caso #1</i>	42
Figura 3-6 <i>Deformaciones máximas de la mesa abatible – Caso #1</i>	43
Figura 3-7 <i>Deformaciones mesa abatible – Caso #2</i>	44
Figura 3-8 <i>Esfuerzo máximo en extremo del eje – Caso #2</i>	44

Índice de tablas

Tabla 2-1 <i>Relación entre requerimientos del cliente y especificaciones técnicas del diseño</i>	14
Tabla 2-2 <i>Requerimientos del cliente</i>	14
Tabla 2-3 <i>Características técnicas</i>	14
Tabla 2-4 <i>Ponderación de los criterios</i>	15
Tabla 2-5 <i>Matriz de selección</i>	16
Tabla 2-6 <i>Datos de entrada de la simulación</i>	28
Tabla 3-1. <i>Datos para cálculo de área de piezas 02 y 03</i>	32
Tabla 3-2 <i>Datos del material #1 – Tubería estructural Negro 2”</i>	33
Tabla 3-3 <i>Resultados obtenidos con el material #1 - Tubería estructural Negro 2”</i>	33
Tabla 3-4 <i>Datos del material #2 - Tubería estructural Negro 3”</i>	34
Tabla 3-5 <i>Resultados obtenidos con el material #2 - Tubería estructural Negro 3”</i>	34
Tabla 3-6 <i>Datos del material #3 – Tubería A506 3” sch40</i>	35
Tabla 3-7 <i>Resultados obtenidos con el material #3 - Tubería A506 3” sch40</i>	35
Tabla 3-8 <i>Resultados de las iteraciones con los diferentes materiales empleados para el tubo principal (pieza 01)</i>	36
Tabla 3-9 <i>Datos del material #1 – Perfil UPN80</i>	38
Tabla 3-10 <i>Resultados obtenidos con el material #1 - Perfil UPN80</i>	38
Tabla 3-11 <i>Datos del material #2 – Perfil UPN100</i>	39
Tabla 3-12 <i>Resultados obtenidos material #2 – Perfil UPN100</i>	39
Tabla 3-13 <i>Datos del material #3 – Perfil UPN 120</i>	39
Tabla 3-14 <i>Resultados obtenidos material #3 – Perfil UPN120</i>	40
Tabla 3-15 <i>Resultados de las iteraciones con los materiales empleados</i>	41

Tabla 3-16 <i>Costos de materiales directos</i>	45
Tabla 3-17 <i>Costos de elementos normalizados</i>	46
Tabla 3-18 <i>Costo total de materiales</i>	46
Tabla 3-19 <i>Costos de mano de obra directa</i>	47
Tabla 3-20 <i>Costos de maquinaria/herramientas</i>	47
Tabla 3-21 <i>Costos indirectos</i>	48
Tabla 3-22 <i>Costo de fabricación total</i>	48
Tabla 3-23 <i>Tabla comparativa entre proceso actual y esperado</i>	49
Tabla 3-24 <i>Punto de equilibrio del proyecto (asumiendo 22 bridas por semana)</i>	50
Tabla 3-25 <i>Punto de equilibrio del proyecto (asumiendo 33 bridas por semana)</i>	51

CAPÍTULO 1

1.1 Introducción

La industria metalmecánica, tanto en elementos estructurales, sistemas de tuberías o maquinaria industrial, emplean diferentes tipos de sujeción ya sean estos componentes soldados, roscados o bridados. Cada uno de ellos con sus ventajas y desventajas o usos particulares (Mateo, 2020). La empresa Delta Delfini S.A.¹ por más de cincuenta años ha fabricado bombas para uso acuícola, agrícola o para el control de inundaciones. Por el tamaño de sus productos todos sus elementos son bridados (Delta Delfini Cia & S.A., 2014).

1.2 Descripción del Problema

Dentro de los procesos de manufactura, la soldadura es esencial en la fabricación de componentes estructurales, de conducción o de sujeción, como las bridas. Durante el proceso de soldadura de bridas, la manipulación representa un desafío considerable debido al volumen, peso y necesidad de posicionamiento constante (Figura 1-1). Esto al final afecta la calidad del cordón de soldadura y aumenta el riesgo de sufrir accidente laboral (Lincoln Electric, 1995).

1.3 Justificación del Problema

De acuerdo con el Anexo de Ergonomía del Acuerdo Ministerial del Ecuador N° 174 que menciona: *“El peso máximo recomendado que un trabajador puede manipular de forma manual, de manera ocasional, es de 25kg”* (Ecuador, 2015), existe una limitante en cuanto al tamaño de bridas que un operador puede maniobrar sin poner en riesgo su integridad. Superior a este peso se

¹ Delta Delfini & Cia S.A: Industria ecuatoriana fabricantes de bomba de gran caudal

debe usar un puente grúa para realizar dichos movimientos. Con la mesa giratoria se busca un giro controlado, favoreciendo un proceso de soldadura continuo, sin posturas forzadas por parte del operador y garantizar un trabajo de calidad.

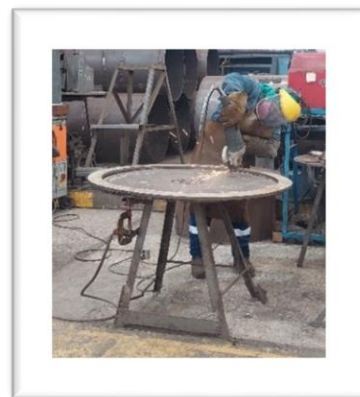
Figura 1-1

Etapas del proceso de soldadura de bridas



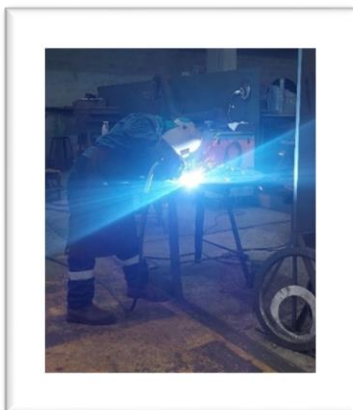
(A)

Bridas por realizar el proceso de soldadura



(B)

Proceso de limpieza de las juntas de soldadura



(C)

Proceso de soldadura de la brida



(D)

Proceso de esmerilar los cordones de soldadura

1.4 Objetivos

Para el desarrollo del presente proyecto se han planteado los siguientes objetivos:

1.4.1 Objetivo general

Diseñar una mesa giratoria aplicando cálculos de ingeniería para la manipulación de bridas en el proceso de soldadura.

1.4.2 Objetivos específicos

1. Analizar las dimensiones y pesos de las bridas determinando así los requerimientos técnicos del diseño.
2. Evaluar criterios de diseño mecánico y de selección de materiales utilizando principios de ingeniería, tales como pernos, ejes, perfiles estructurales, chapa metálica y demás que permitan el funcionamiento del sistema.
3. Diseñar una solución de ingeniería mecánica orientada a procesos de manufactura empleando software asistido por computador (CAD).

1.5 Marco teórico

La implementación de la una mesa giratoria para el proceso de soldadura de bridas se basa en diversos criterios de ingeniería mecánica, de ergonomía industrial y mejora continua en procesos de manufactura. El dimensionamiento de la mesa, tanto de la base y del soporte requieren evaluar esfuerzos de flexión, de compresión, esfuerzo cortante, pandeo, deformaciones máximas bajo condiciones de carga, peso propio de la estructura y la carga de trabajo.

1.5.1 Momento flector en vigas.

El momento flector es la suma de los momentos de las fuerzas a cierta distancia de una sección cortada de la viga (Figura 1-2). Cuando la viga está simplemente apoyada y es sometida a una carga puntual, centrada a lo largo de la longitud L , el momento flector máximo se calcula de la siguiente manera (Budynas & Nisbett, 2018):

$$M_{max} = \frac{W_T \times L}{4}$$

Donde;

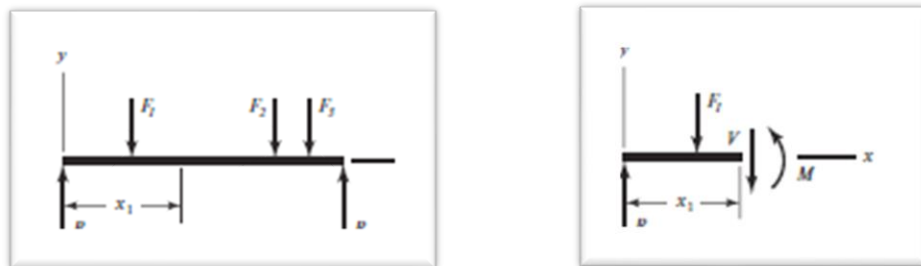
M_{max} = Momento flector máximo

W_T = Carga total sobre la viga

L = Longitud de la viga

Figura 1-2

Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

1.5.2 Esfuerzo de flexión en vigas.

El esfuerzo de flexión máximo en una viga viene dado por el producto del momento flector máximo con la distancia al eje neutro dividido para el momento de inercia de la sección transversal.

Y se calcula con la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2018):

$$\sigma_{flexion} = \frac{M_{max} \times y}{I_{xx}}$$

Donde;

M_{max} = Momento flector máximo

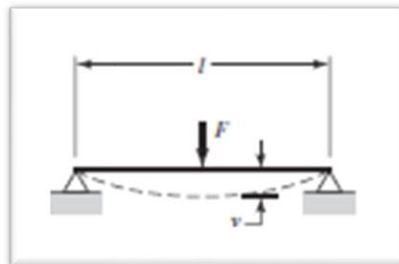
y = Distancia al eje neutro

I_{xx} = Inercia de la sección transversal

1.5.3 Deformación en vigas

Figura 1-3

Diagrama de deformación en una viga simplemente apoyada



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

La extensión o contracción total en tensión o compresión viene dada por la relación entre la fuerza y la constante de resorte de una barra cargada axialmente (Figura 1-3). Asumiendo la viga como simplemente apoyada con carga puntual en $\frac{L}{2}$, la deformación máxima se calcula por medio de la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2018):

$$\delta_{max} = \frac{W_T \times L^3}{48 \times E \times I_{xx}}$$

Donde;

W_T = Carga del sistema

L = Longitud de la viga

E = Módulo de elasticidad (210 [MPa])

I_{xx} = Inercia de la sección transversal

1.5.4 Posicionadores o mesas giratorias

Los posicionadores de soldadura se utilizan ampliamente en aplicaciones de soldadura manual o pueden combinarse con automatización mecanizada para desarrollar una celda de trabajo altamente eficiente. Incrementan la productividad y mejoran la calidad del proceso al permitir una mayor tasa de deposición al orientar pieza para ejecutar cordones en posición plana y menor tiempo en reposicionamiento manual. A continuación, se muestran diferentes modelos de posicionadores que se encuentran en los sitios web

Figura 1-4

Posicionadores para soldadura



(A)

Posicionador de mesa de 500 lb

Fuente: (Lincoln Electric, 2025)



(B)

Posicionador de soldadura eléctrico SRP

Fuente: (AKYAPAK, 2025)

CAPÍTULO 2

2.1 Metodología.

Para iniciar con el desarrollo del proyecto fue necesario determinar las especificaciones y requerimientos del sistema, posteriormente se realizaron los diseños conceptuales o preliminares del mecanismo. A continuación, con las alternativas de diseño y los respectivos criterios de selección se obtuvo las matrices de selección que permitieron elegir la alternativa más viable.

2.2 Requisitos mecánicos para la mesa giratoria.

2.2.1 Carga máxima esperada

Considerando que el cliente trabaja con espesores de chapa metálica entre 16mm y 50mm como productos de mayor rotación, se consideró que la carga máxima que la mesa soportará es de aproximadamente 400kg (aproximadamente 3900 N).

2.1.2 Dimensiones de la mesa giratoria

Otro requerimiento del diseño fue la dimensión de las bridas que el cliente emplea en los diferentes proyectos, las cuales oscilan entre los 600mm y 1500mm. Finalmente está será el área útil que debe tener la mesa. También se consideró la altura de la mesa, con base en el artículo publicado por la ingeniera Eva Mera (Mera, 2017), la estatura promedio de un hombre ecuatoriano es de 1,64m por lo tanto la altura de la mesa no debe ser más de 1,0m para que el operador pueda realizar la maniobra sin realizar alguna postura forzada.

2.1.3 Sistema de bloque del sistema

El diseño debe contar con un sistema de freno o bloqueo angular, para lograr rotar la pieza 180° durante el proceso de soldadura.

2.1.4 Modo de rotación

El sistema de giro de la mesa es manual, se empleará un sistema de rotación por ejes y chumacera, así como un pin pasador para fijar la rotación. Si el sistema de giro es motorizado, la velocidad de rotación deberá ser baja (<5RPM). Eso debido a que la norma UNE-EN ISO 16090-1:2023, en su apartado 5.2.5.3.d) indica que las velocidades admisibles para manipulación de piezas de trabajo deben ser entre $2 \frac{m}{min}$ (0.84 RPM) y $15 \frac{m}{min}$ (6.36RPM). (Normalización, 2023)

2.3 Especificaciones y requerimientos

Los materiales y componentes por utilizar deberán ser elementos que cumplan con los requerimientos, pero a la vez que sean livianos y de fácil acceso en el mercado. El sistema deberá ser de fácil montaje y fabricación, de esa manera disminuirán los costos por mantenimiento. La carga considerada será 3900 N.

Los requisitos mecánicos y especificaciones mostradas previamente fueron las herramientas para comenzar con el diseño preliminar de la mesa giratoria. La especificación más importante fue la carga que el sistema mecánico debería soportar. Con relación a este punto se consideró una carga de aproximadamente 3900 N. Aun cuando el peso de la brida no llegará a ser dicho valor, se consideró también un peso promedio adicional dado que el operador tendrá que apoyar su brazo para poder realizar el proceso de soldadura.

El recorrido o la velocidad de giro de la mesa está relacionado con el tiempo que puede cubrir 180° de rotación. Esta maniobra el operador la debe realizar al menos dos veces mientras realiza los cordones de soldadura, o a su vez varios pases de cordones dependiendo del espesor de la chapa metálica. Sin embargo, esta condición se considera dentro del desarrollo del proyecto puesto que se prioriza la seguridad del operador y el tiempo de ejecución de la maniobra.

2.4 Diseño conceptual del sistema

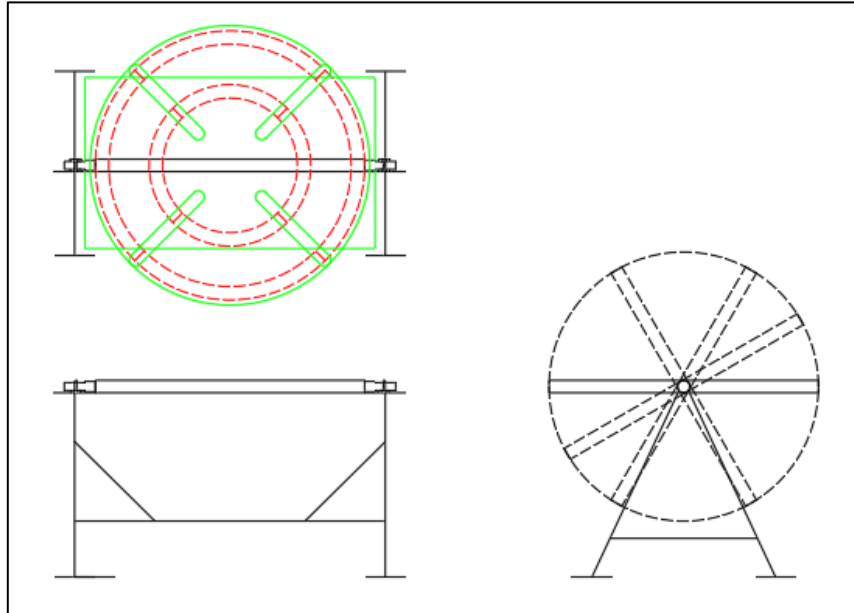
Para la rotación de la mesa se usa un eje que en sus extremos está soportado por dos chumaceras que permiten el giro. Entre las soluciones presentadas se plantean dos diseños preliminares. El primero se basa en una mesa tipo cercha soportada con perfiles y tubería, el soporte de brida es un plato metálico cuyo tamaño es mayor que la brida. El giro se realiza de manera manual con un pasador que se fija dependiendo del ángulo de rotación que se requiere. En el segundo diseño se alivia la carga de la mesa, el soporte ya no es un plato metálico sino una cruz abatible, donde la brida se asienta sin problema. En ambos sistemas para el mecanismo de giro también se puede acoplar un motorreductor de velocidad variable (inversor) para que la maniobra no sea manual, sino semiautomática.

2.4.1 Primera alternativa

La mesa está soportada por perfiles y la zona donde se ubican las bridas es un disco metálico lo suficientemente grande para que quepan cada una de ellas. El soporte al ser un disco le agrega un peso adicional a la mesa giratoria. El disco metálico tiene unas ranuras donde se ubican los empates de los casquetes a soldar (Figura 2-1).

Figura 2-1

Dibujo esquemático – Alternativa 1



2.4.1.1 Ventajas. El tiempo de fabricación de la mesa será menor debido a que el material de la mesa giratoria no es más que un disco metálico que no requiere de algún tipo de junta soldada o empernada. Al no tener sistemas mecánicos de alta rendimiento, tendrá un costo de mantenimiento bajo. La mesa será de mayor utilidad para bridas grandes y de mayor espesor.

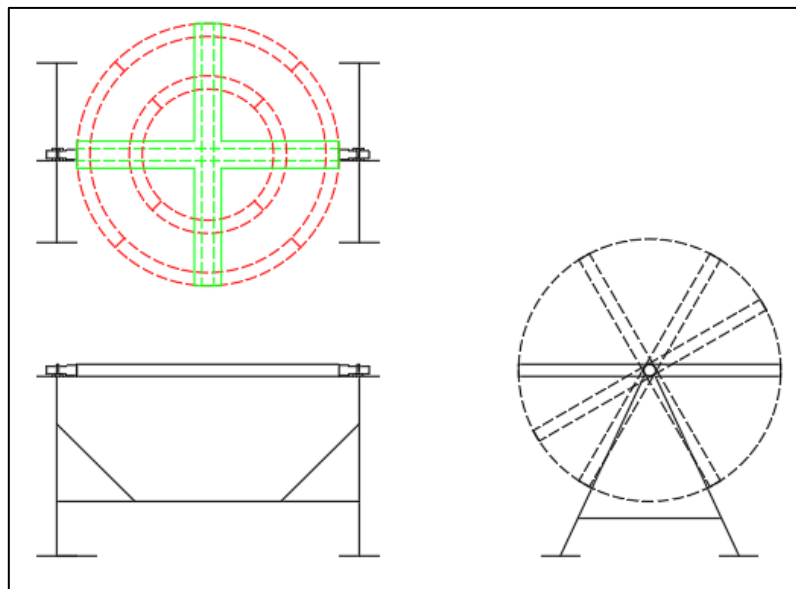
2.4.1.2 Desventajas. El giro al ser accionado de manera manual junto con el peso adicional del disco metálico, esto representa una carga adicional que el operador debe elevar. Por su tamaño y peso el traslado dentro de la empresa será más complicado. El acceso a la parte central será complicado, lo que dificultaría soldar bridas de menor diámetro. La brida debe posicionarse de tal manera que los empates de los casquetes coincidan con las ranuras que tendrá el disco metálico.

2.4.2 Segunda Alternativa

En esta alternativa se cambia el disco metálico por una mesa formada por tubería y plancha que forman una cruz abatible, donde no es necesario las ranuras porque los empates de los casquetes quedan libres y se puede realizar el proceso de soldadura sin inconveniente (Figura 2-2)

Figura 2-2

Dibujo esquemático – Alternativa 2



2.4.2.1 Ventajas. A excepción de las chumaceras que requieren de un mantenimiento periódico, el diseño tendrá un bajo costo de mantenimiento. El disco metálico es reemplazado por una cruz abatible lo que hará al sistema más liviano y facilitará su traslado. El giro manual es más controlado que se tiene acceso a la parte central de la mesa y su operación es sencilla.

2.4.2.2 Desventajas. El tiempo de fabricación será mayor que en la alternativa anterior ya que la cruz abatible tendrá que llevar refuerzos para poder agregar rigidez al tubo principal y adicional para agregar longitud efectiva de soldadura.

2.5 Matriz de decisión.

Tabla 2-1

Relación entre requerimientos del cliente y especificaciones técnicas del diseño

Sin relación	0
Bajo	1
Medio	2
Alto	3

La Tabla 2-1 muestra las relaciones entre los requerimientos del cliente y las características técnicas del diseño. Mientras que las Tabla 2-2 y Tabla 2-3 detallan los requerimientos del cliente y las especificaciones técnicas, respectivamente.

Tabla 2-2

Requerimientos del cliente

Número	Descripción
1	Fácil de operar
2	Carga máxima esperada
3	Rotación suave y controlada
4	Dimensiones de la mesa
5	Bajo mantenimiento y costo
6	Seguridad en la operación

Tabla 2-3

Características técnicas

Letra	Descripción
A	Diámetro de disco giratorio
B	Mecanismo de rotación
C	Material del disco
D	Sistema de bloqueo de la
E	Estructura robusta
F	Materiales resistentes a la

La Tabla 2-4 nos muestra los resultados de la ponderación de los criterios. Donde notamos que el criterio con mayor ponderación es el que involucra la seguridad o ergonomía de la operación (23.7%). Debido a que el realizará una maniobra para girar la mesa junto con la brida y esta debe

representar un menor esfuerzo para el soldador. El segundo criterio será el que considere la carga máxima del sistema y obtuvo una ponderación del 22%, debido a que esto también afectará el costo de fabricación. Los materiales para la construcción serán aquellos que cumplan con los requerimientos y los de menor costo en el mercado. Continuando con el criterio de dimensiones de la mesa (18.6%), no sólo se priorizó que un diseño de fácil construcción, sino que sea lo suficientemente liviano para poder ser trasladado a las diferentes ubicaciones con las que cuenta la empresa. Finalmente, el criterio de mantenimiento tendrá una ponderación del 11.9%, puesto que el diseño mecánico no contará con sistemas que involucren un programa de mantenimiento. Una vez obtenida la ponderación de los criterios, procedimos a evaluarlos junto con las alternativas de diseño.

Tabla 2-4

Ponderación de los criterios

Requerimiento	Característica técnica						Ponderación del criterio
Concepto	A	B	C	D	E	F	Valor
1. Fácil de operar	2	3	0	3	0	0	13.6%
2. Carga máxima esperada	3	1	1	2	3	3	22.0%
3. Rotación suave y controlada	0	3	0	3	0	0	10.2%
4. Dimensiones de la mesa	3	0	3	1	3	1	18.6%
5. Bajo mantenimiento	0	2	1	2	1	1	11.9%
6. Seguridad en la operación	3	3	2	3	2	1	23.7%

El mecanismo de rotación y el sistema de bloqueo de la rotación (B y D de la Tabla 2-3) son prioritarios, porque afectan directamente la operatividad y seguridad de la maniobra. La estructura robusta y el diámetro del disco giratorio (E y A de la Tabla 2-3) también son esenciales para cumplir los requerimientos funcionales del sistema. Se deben considerar materiales que

resistan temperatura (C y F de la Tabla 2-3) pero que no comprometan la seguridad del operador y funcionamiento del sistema. A continuación, se presentan los resultados de la matriz de selección, aplicando el método de Pugh:

Tabla 2-5

Matriz de selección

Criterio de diseño	Alternativa #1		Alternativa #2	
	Valoración	Ponderación	Valoración	Ponderación
1. Fácil de operar (13.6%)	1	0.14	3	0.41
2. Carga máxima esperada (22%)	3	0.66	3	0.66
3. Rotación suave y controlada (10.2%)	2	0.20	2	0.20
4. Dimensiones de la mesa (18.6%)	1	0.19	1	0.19
5. Bajo mantenimiento (11.9%)	1	0.12	1	0.12
6. Seguridad en la operación (23.7%)	1	0.24	3	0.71
Total	9	1.54	13	2.29
INDICE %	50.00%		72.22%	

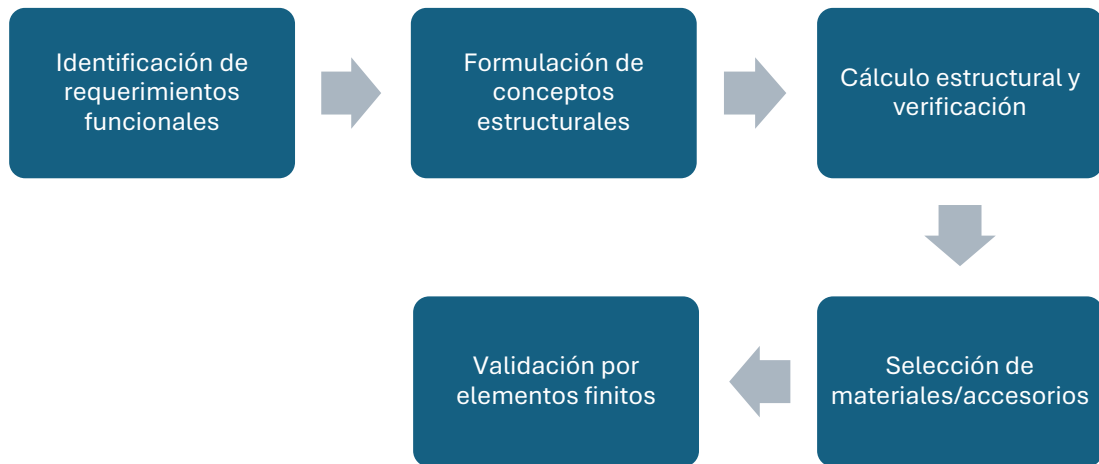
Con lo que se concluye que la alternativa que mejor se ajusta a nuestros requerimientos y especificaciones técnicas es la Alternativa #2.

2.6 Diseño preliminar

El diseño de la mesa giratoria para el volteo de bridas en el proceso de soldadura requiere de una metodología que incluya principios de diseño mecánico, resistencia de materiales, análisis estructural y criterios de diseño ergonómicos.

Figura 2-3

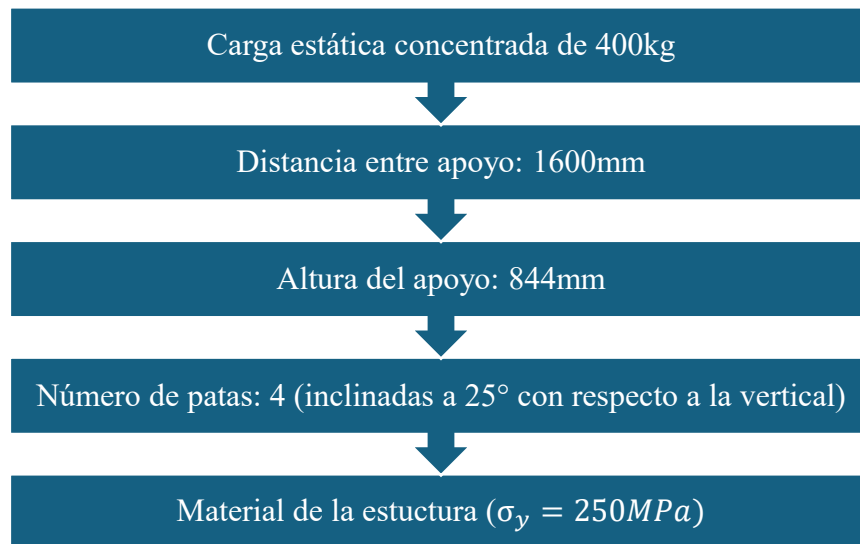
Proceso metodológico



2.6.1 Identificación de requerimientos funcionales.

Figura 2-4

Consideraciones iniciales del sistema



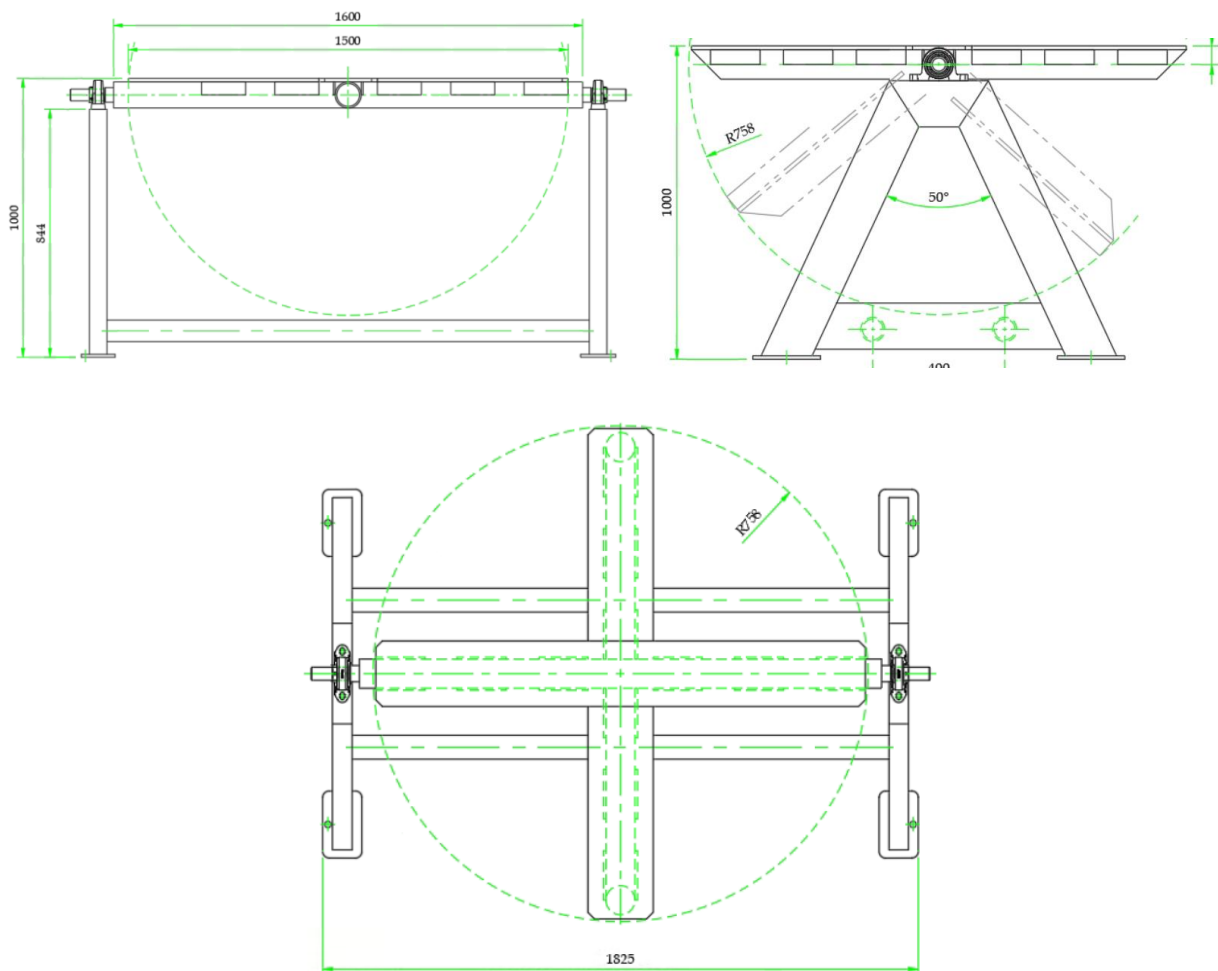
La mesa deberá soportar estáticamente la carga de una brida de al menos 400kg, sin presentar deformaciones excesivas en ninguno de sus elementos estructurales. El giro o volteo de la mesa se realizará de manera manual. El diámetro de la mesa será al menos de 1600mm y tendrá

una altura de 1000mm desde el suelo hasta la superficie superior. La mesa debe garantizar estabilidad general al realizar las maniobras de volteo.

2.6.2 Formulación de conceptos estructurales.

Figura 2-5

Vistas 2D del sistema

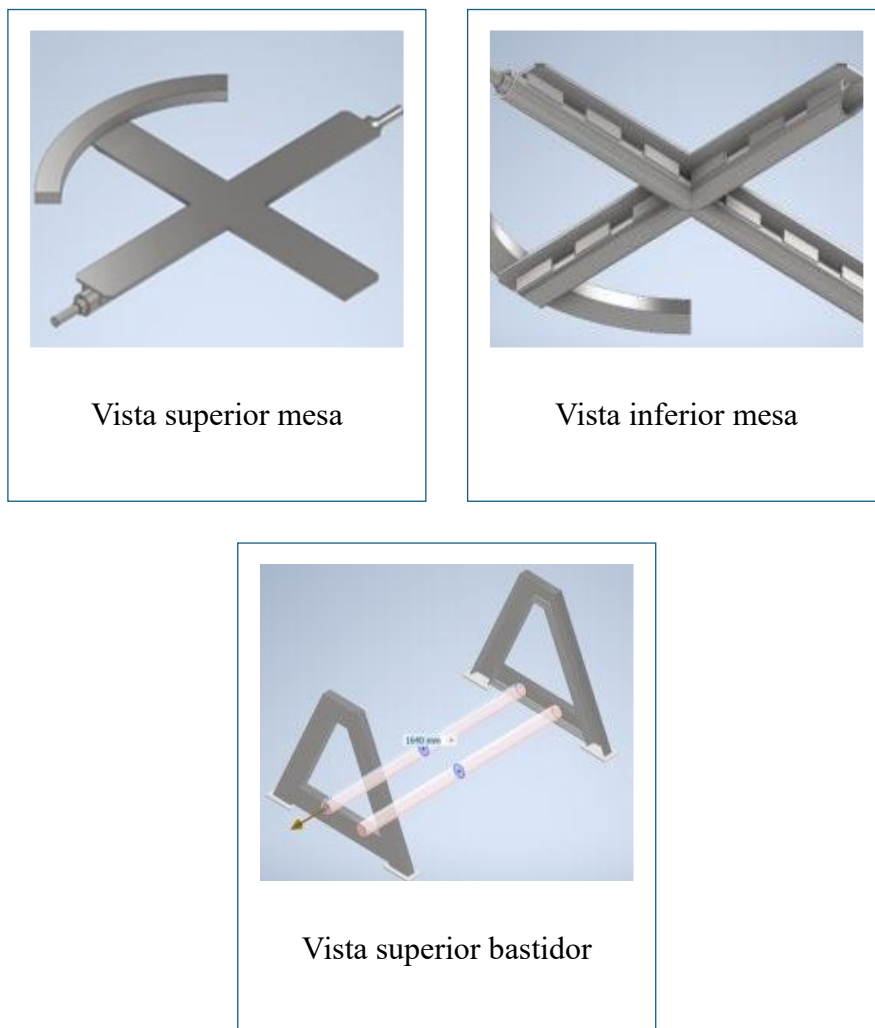


Para el desarrollo del diseño definitivo, se utilizaron un software CAD y de simulación como son; AutoCAD e Inventor Pro que facilitaron y validaron el sistema mecánico propuesto. Para el bastidor se empleó una configuración de 4 patas inclinadas para lograr aumentar el área de

base proyectada, mejorando la estabilidad del conjunto y distribuyendo mejor las cargas axiales y radiales. La inclinación de las patas a 25° respecto a la vertical, reduce la carga de compresión directa, descomponiéndola en carga axial y de flexión. La altura de trabajo de la mesa de 1000mm permite una postura cómoda para que el operario pueda realizar las maniobras y a su vez facilita el acceso a la pieza. La Figura 2-4 muestran las consideraciones de partida para el diseño, seguido de un esquema de las dimensiones iniciales (Figura 2-5 y Figura 2-6).

Figura 2-6

Vistas 3D del sistema



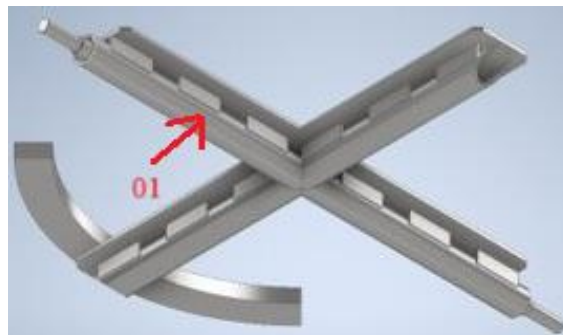
2.6.3 Cálculo estructural

Partiendo del diseño conceptual o preliminar analizaremos los elementos principales del mecanismo de volteo. Se identificó cada elemento y a su vez se enumeró cada pieza para una mejor comprensión. El análisis se centró en determinar los esfuerzos de flexión, de compresión y deformaciones máximas de dichos elementos. A su vez, en el bastidor (patas inclinadas) se incluyó un análisis de pandeo para asegurar que la estructura sea segura y estable. Finalmente se realizaron las simulaciones de elementos finitos en un CAD para determinar posibles interferencias y esfuerzos y deformaciones máximas de acuerdo con los elementos estructurales seleccionados.

2.6.3.1 Tubo principal (pieza 01).

Figura 2-7

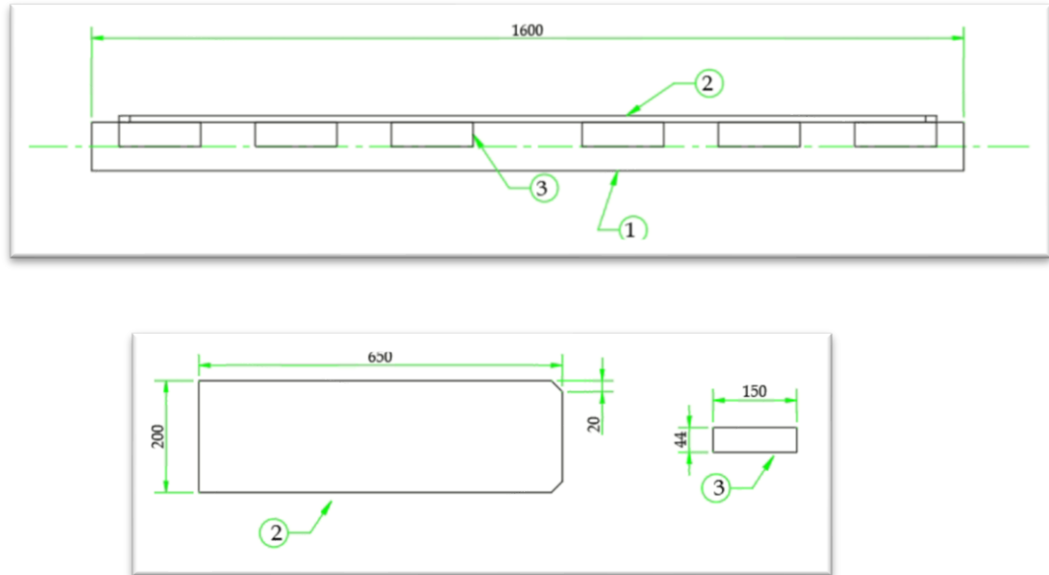
Tubo principal 01



Para realizar el análisis del tubo principal (Figura 2-7) es necesario determinar las cargas a las que este elemento está siendo sometido. Partimos por calcular el peso de las placas y los refuerzos que componen este elemento, piezas 02 y pieza 03 (Figura 2-8)

Figura 2-8

Piezas del tubo principal



Conociendo la geometría de las placas y partiendo que el material empleado es acero al carbono A36 cuya densidad es 7850 kg/m^3 de 12mm de espesor, podemos determinar la masa total de las placas por medio de la siguiente ecuación:

$$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = \frac{m_{\text{placas}} [\text{kg}]}{V_{\text{placas}} [\text{m}^3]}$$

Despejando el valor de interés:

$$m_{\text{placas}} [\text{kg}] = \rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times (A_{\text{placas}} [\text{m}^2] \times t_{\text{placas}} [\text{m}])$$

(2-1)

De esta manera obtenemos la masa de las placas que posteriormente será utilizado porque será una de las cargas que actúe sobre el tubo principal. Calculamos la carga total sobre el tubo principal, por medio de la siguiente ecuación:

$$W_T = (m_{brida} + m_{placas}) \times g$$

(2-2)

Donde;

W_T = Carga total sobre el tubo principal.

m_{brida} = masa de la brida.

m_{placas} = masa de las placas.

g = gravedad = $9.81 \left[m/s^2 \right]$

Asumiendo al tubo principal como una viga simplemente apoyada con carga centrada.

Calculamos el momento flector máximo, con base en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2-9:

$$M_{max} = \frac{W_T \times L}{4}$$

(2-3)

Donde;

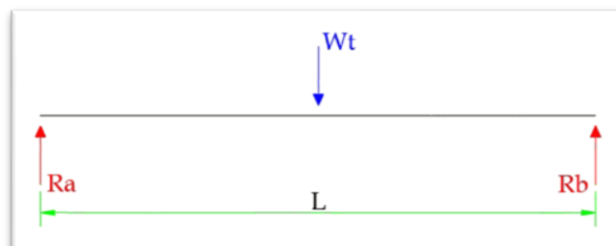
M_{max} = Momento flector máximo

W_T = Carga total sobre el tubo principal

L = Longitud del tubo principal

Figura 2-9

Diagrama de cuerpo libre - tubo principal



Calculamos el momento de inercia del área transversal y la distancia al eje neutro:

$$I_{xx} = \frac{\pi}{64} (D_{ext}^4 - D_{int}^4)$$

(2-4)

$$y = \frac{D_{ext}}{2} - \frac{D_{int}}{2}$$

(2-5)

Donde;

D_{ext} = Diámetro exterior del tubo

D_{int} = Diámetro interior del tubo

Finalmente obtenemos el esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{flexion} = \frac{M_{max} \times y}{I_{xx}}$$

(2-6)

Donde;

M_{max} = Momento flector máximo

y = Distancia al eje neutro

I_{xx} = Inercia de la sección transversal

Asumiendo la viga como simplemente apoyada con carga puntual en $\frac{L}{2}$, calculamos la deformación vertical máxima:

$$\delta_{max} = \frac{W_T \times L^3}{48 \times E \times I_{xx}}$$

(2-7)

Donde;

W_T = Carga total sobre el tubo principal

$L = \text{Longitud del tubo principal}$

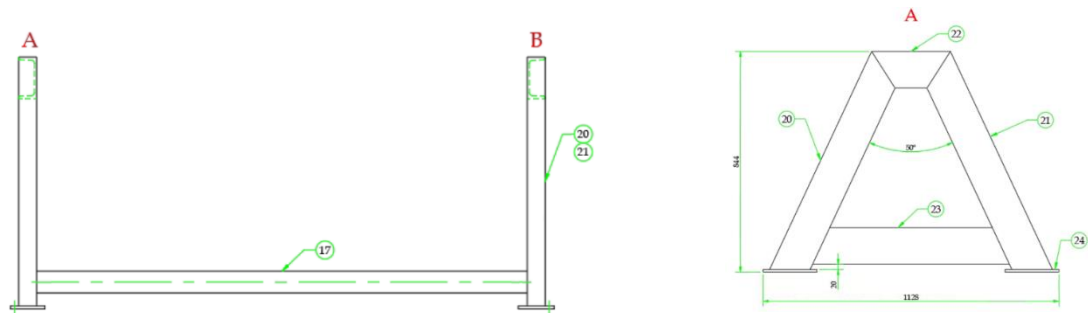
$E = \text{Módulo de elasticidad (210 [MPa])}$

$I_{xx} = \text{Inercia de la sección transversal}$

2.6.3.2 Bastidor (patas inclinadas)

Figura 2-10

Dibujo de los apoyos Ra y Rb



Para determinar las cargas que actúan sobre el bastidor necesitamos conocer la fuerza de reacción del tubo principal. Partiendo del diagrama de cuerpo libre del tubo principal de la Figura 2-10, determinamos las reacciones en los apoyos:

$$R_A = R_B = \frac{W_T}{2}$$

(2-8)

Las reacciones en los apoyos A y B corresponden a la mitad del total de la carga (W_T) y ésta a su vez se reparte en dos perfiles que soportan un lado de la mesa giratoria. Por lo tanto, la carga que soporta el perfil la obtenemos de la siguiente ecuación:

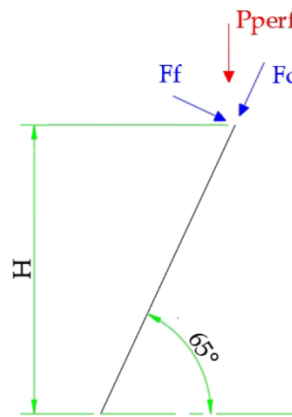
$$P_{\text{perf}} = \frac{R_A}{2}$$

(2-9)

Del diagrama de cuerpo libre de la pata inclinada (Figura 2-11) podemos obtener las fuerzas de compresión y de flexión que soportan los perfiles. Descomponiendo la carga del perfil, con el ángulo que forma la pata con respecto a la horizontal, obtenemos las siguientes ecuaciones:

Figura 2-11

Diagrama de cuerpo libre – pata inclinada



$$\sin 65^\circ = \frac{F_{compr}}{P_{perf}}$$

$$F_{compr} = P_{perf} \times \sin 65^\circ$$

(2-10)

$$\cos 65^\circ = \frac{F_{flexion}}{P_{perf}}$$

$$F_{flexion} = P_{perf} \times \cos 65^\circ$$

(2-11)

Con base en la fuerza de compresión y la fuerza de flexión podemos obtener los esfuerzos de compresión y de flexión. Para obtener el esfuerzo de compresión, es necesario conocer el área de la sección transversal del perfil y lo calculamos de la siguiente manera:

$$\sigma_{comp} = \frac{F_{compr}}{A_{perfil}}$$

(2-12)

Por otro lado, para calcular el esfuerzo por flexión primero debemos encontrar el momento flector máximo que se obtendrá conociendo la longitud efectiva del perfil por medio de la siguiente ecuación:

$$\sin 65^\circ = \frac{H}{L_{\text{efect}}}$$

$$L_{\text{efect}} = \frac{H}{\sin 65^\circ}$$

(2-13)

El momento flector máximo lo obtenemos de la siguiente manera:

$$M_{\text{max}} = F_{\text{flexion}} \times L_{\text{efect}}$$

(2-14)

Para finalmente obtener el esfuerzo por flexión:

$$\sigma_f = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{flexion}}}$$

(2-15)

Donde;

$$W_{\text{flexión}} = \text{Resistencia a la flexión del perfil UPN seleccionado}$$

Finalmente, los esfuerzos combinados o total lo obtenemos realizando la sumatoria del esfuerzo por compresión y el esfuerzo por flexión.

$$\sigma_T = \sigma_{\text{comp}} + \sigma_f$$

(2-16)

Asumiendo que la pata inclinada se comporta como una viga en voladizo con carga puntual en su extremo podemos calcular la deformación máxima mediante la siguiente ecuación:

$$\delta_{\max} = \frac{F_{\text{compr}} \times L_{\text{effect}}^3}{3 \times E \times I_{xx}}$$

(2-17)

Donde;

F_{comp} = Fuerza de compresión que actúa sobre el perfil

L_{effect} = Longitud efectiva del perfil

E = Módulo de Elasticidad del material

I_{xx} = Inercia del área transversal del perfil

La carga crítica de pandeo la evaluamos con la ecuación de Euler:

$$P_{\text{crit}} = \frac{\pi^2 \times E \times I_{xx}}{(K \times L_{\text{effect}})^2}$$

(2-18)

Donde;

K = factor de longitud efectiva (columna empotrada – libre = 2)

2.7 Análisis de elementos finitos (simulaciones)

Para analizar las simulaciones se realizaron dos casos, en el primero se asumió que la brida actuaba en los cuatros puntos de apoyo de la cruz abatible. Mientras que, en el segundo caso, el centro de gravedad de la brida actúa en el centro de la de mesa. La Tabla 2-6 muestra los datos de entrada de la simulación

Tabla 2-6

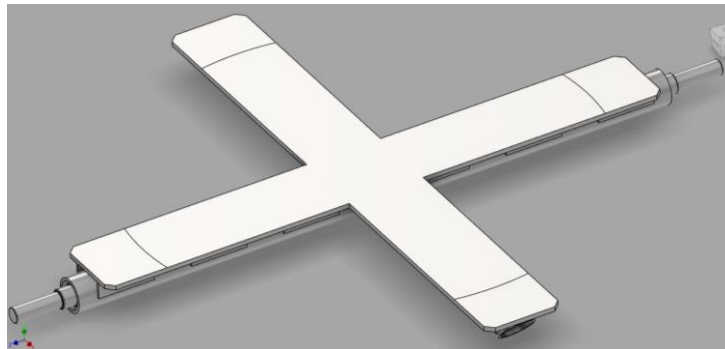
Datos de entrada de la simulación

Concepto	Cantidad	UdM
Peso de la cruz abatible	110	kg
Diámetro exterior	1500	mm
Diámetro interior	1200	mm
Espesor	38	mm
Esfuerzo de fluencia (acero A36)	250	MPa
Peso de la brida	4900	N

2.7.1 Fuerza actuando en los extremos – Caso #1

Figura 2-12

Limitación áreas de acción – Caso #1

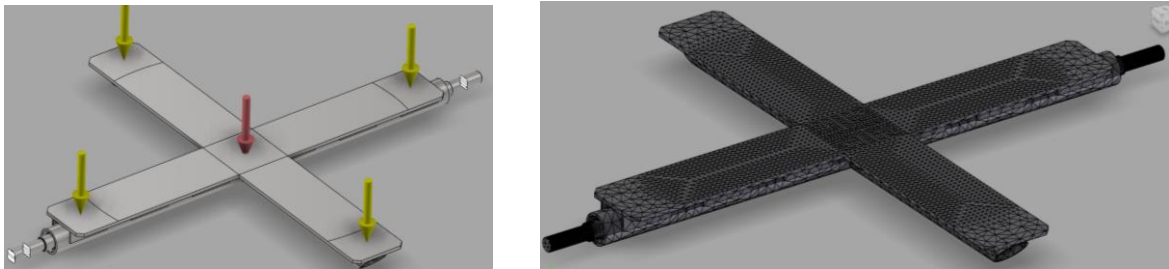


Para el análisis por elementos finitos se hicieron marcas sobre la superficie para limitar el área donde actuaban las fuerzas (Figura 2-12). Se agregaron 4 fuerzas, una en cada extremo de la cruz abatible. Estas fuerzas representan el peso de la brida que estará montada en la mesa. De la misma manera se agregó el efecto de la gravedad sobre el elemento. Se incluyeron las restricciones “frictionless” en las puntas de los ejes y en la cara de una de las puntas “fixed” para estabilizar la

simulación y se elabora una malla refinada en las zonas de interés como son los extremos del eje pivotante (Figura 2-13)

Figura 2-13

Fuerzas sobre la mesa y mallado – Caso #1

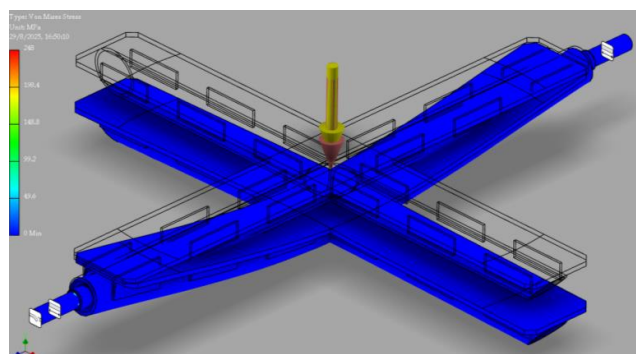


2.7.2 Fuerza actuando en el centro de la mesa

Colocando 4900N de forma concentrada en el centro de la cruz ocurre un caso muy hipotético y conservador ya que no es real dado que la brida siempre se apoyará en los 4 puntos cardinales simulados anteriormente. Las restricciones y el mallado son los mismos que en el caso anterior (Figura 2-14).

Figura 2-14

Fuerza actuando en el centro de la mesa – Caso #2



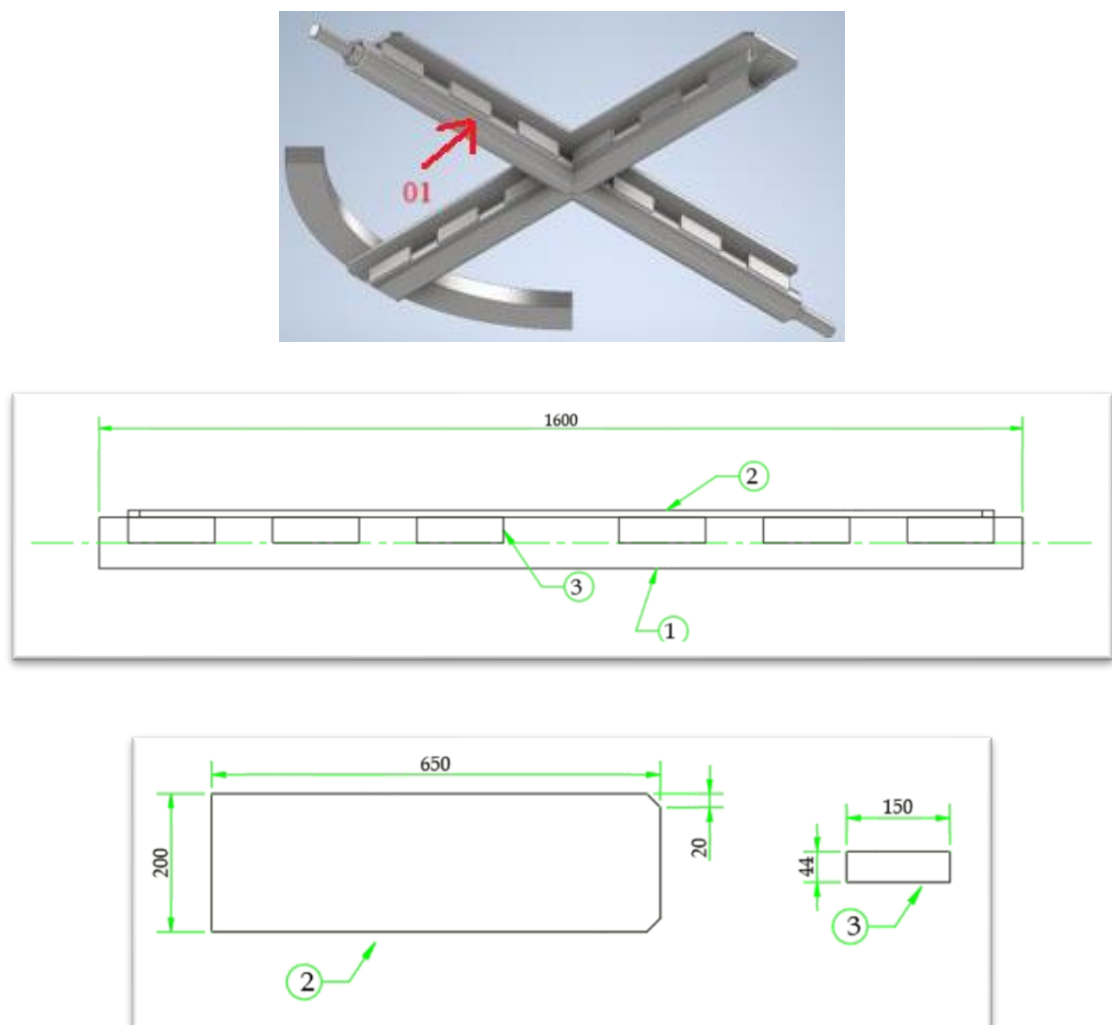
CAPÍTULO 3

3.1 Resultados y análisis

En este inciso se presentarán los diferentes resultados obtenidos por medio de iteraciones, así como los resultados del análisis de elementos finitos. En el apartado anterior se mencionó como elementos de interés el tubo principal que soporta la carga y el bastidor.

Figura 3-1

Dibujo 3D de la mesa y piezas del tubo principal 01



3.1.1 Resultados del análisis del tubo principal (pieza 01)

Debemos conocer la carga total que soporta la pieza 01 (Figura 3-1). Para ello determinamos el peso de las piezas que componen este elemento, con base en la geometría de estas pudimos determinar el área y con esto su masa

Tabla 3-1.

Datos para cálculo de área de piezas 02 y 03

Pieza 02			Pieza 03		
Descripción	Cantidad	UdM	Descripción	Cantidad	UdM
Ancho	0.20	m	Ancho	0.04	m
Largo	0.65	m	Largo	0.15	m
Área unitaria - pieza 02	0.13	m ²	Área unitaria - pieza 03	0.01	m ²
Cantidad	2	u	Cantidad	12	u
Área Total - pieza 02	0.26	m ²	Área Total - pieza 03	0.079	m ²

Obtuvimos la masa de las placas pieza 02 y pieza 03, por medio de la ecuación (2-1)

$$m_{placas\ xx} = \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times (A_{placas\ xx} [m^2] \times t_{placas\ xx} [m])$$

$$m_{placas\ 02} = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times (0.26 [m^2] \times 0.012 [m])$$

$$m_{placas\ 02} = 24.49 [kg]$$

$$m_{placas\ 03} = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times (0.079 [m^2] \times 0.006 [m])$$

$$m_{placas\ 03} = 3.72 [kg]$$

La carga total que soporta el tubo principal la calculamos por medio de la ecuación (2-2)

$$W_T = (m_{brida} + m_{placas}) \times g$$

$$W_T = (170 + 24.49 + 3.72) [kg] \times 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$W_T = 1944.46 [N]$$

Falta por incluir el peso del tubo y así obtener la carga total del sistema. Se realizaron varias iteraciones para obtener el diámetro óptimo de tubería que cumplirá con las especificaciones técnicas. Partimos seleccionando una tubería estructural de 2” de las siguientes características:

Tabla 3-2

Datos del material #1 – Tubería estructural Negro 2”

Descripción	Cantidad	UdM
Longitud (L)	1.65	m
Diam exterior (Dext)	0.051	m
Diam interior (Dint)	0.045	m
Maso x metro (Ptubo)	3.540	kg/m
Masa total del tubo	5.841	kg/m

Empleando las ecuaciones del apartado anterior, podemos obtener la carga total (ecuación (2-2), el momento flector máximo (ecuación (2-3), el momento de inercia de la sección transversal (ecuación (2-4), la distancia al eje neutro (ecuación (2-5), el esfuerzo de flexión (ecuación (2-6) y la deformación máxima del tubo (ecuación (2-7). Obtuvimos los siguientes resultados:

Tabla 3-3

Resultados obtenidos con el material #1 - Tubería estructural Negro 2”

Descripción	Cantidad	UdM
Peso Total Tubo	57.30	N
Carga total del sistema	2001.76	N
Momento flector máximo	825.73	Nm
Inercia de área transversal	1.29E-07	m ⁴
Distancia al eje neutro	3.00E-03	m
Esfuerzo flexión	1.92E+07	Pa
Deformación máxima	6.71E-03	m

Realizamos la segunda iteración con un diámetro superior de las siguientes características:

Tabla 3-4

Datos del material #2 - Tubería estructural Negro 3''

Descripción	Cantidad	UdM
Longitud (L)	1.65	m
Diam exterior (Dext)	0.076	m
Diam interior (Dint)	0.070	m
Maso x metro (Ptubo)	5.420	kg/m
Masa total del tubo	8.943	kg/m

Obtuvimos los siguientes resultados:

Tabla 3-5

Resultados obtenidos con el material #2 - Tubería estructural Negro 3''

Descripción	Cantidad	UdM
Peso Total Tubo	87.731	N
Carga total del sistema	2032.19	N
Momento flector máximo	838.28	Nm
Inercia de área transversal	4.63E-07	m4
Distancia al eje neutro	3.00E-03	m
Esfuerzo flexión	5.43E+06	Pa
Deformación máxima	3.87E-03	m

En la tercera iteración la característica del tubo tenía que ser de mayor proporción. Fue necesario un tubo sch40, cuyas características se presentan a continuación:

Tabla 3-6

Datos del material #3 – Tubería A506 3" sch40

Material del Tubo	Tubería A506 3" sch40	
Descripción	Cantidad	UdM
Longitud (L)	1.65	m
Diam exterior (Dext)	0.089	m
Diam interior (Dint)	0.078	m
Maso x metro (Ptubo)	11.29	kg/m
Masa total del tubo	18.63	kg/m

Obtuvimos los siguientes resultados:

Tabla 3-7

Resultados obtenidos con el material #3 - Tubería A506 3" sch40

Descripción	Cantidad	UdM
Peso Total Tubo	182.75	N
Carga total del sistema	2127.21	N
Momento flector máximo	877.47	Nm
Inercia de área transversal	1.26E-06	m4
Distancia al eje neutro	5.49E-03	m
Esfuerzo flexión	3.83E+06	Pa
Deformación máxima	0.69E-03	m

En la Tabla 3-8 observamos los resultados obtenidos de acuerdo con los diferentes materiales seleccionados. Esto nos ayuda a comparar los resultados de cada característica de los materiales.

Tabla 3-8

Resultados de las iteraciones con los diferentes materiales empleados para el tubo principal (pieza 01)

	Tubería Estuct Negro 2"	Tubería Estuct Negro 3"	Tubería A506 3" sch40	
Descripción	Resultado	Resultado	Resultado	UdM
Peso Total Tubo	57.30	87.73	182.75	N
Carga total del sistema	2001.76	2032.19	2127.21	N
Momento flector máximo	825.73	838.28	877.47	Nm
Inercia de área transversal	1.29E-07	4.63E-07	1.26E-06	m4
Distancia al eje neutro	3.00E-03	3.00E-03	5.49E-03	m
Esfuerzo flexión	1.92E+07	5.43E+06	3.83E+06	Pa
Deformación máxima	6.71E-03	3.87E-03	0.69E-03	m

3.1.2 Resultados del análisis del bastidor (patas inclinadas)

De la misma manera como se partió en el apartado anterior, debemos conocer los valores constantes de nuestro análisis. En el caso del bastidor, lo son la fuerza de flexión y la fuerza de compresión que soportan los perfiles. Partiendo del diagrama de cuerpo libre de la Figura 2-9 y la ecuación (2-8) calculamos la fuerza que soporta el perfil:

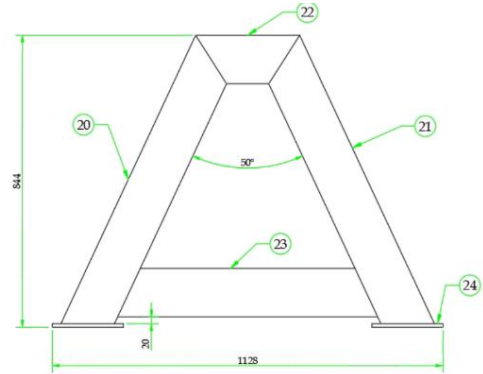
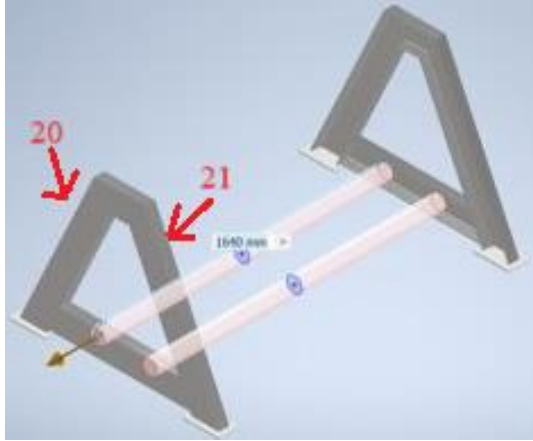
$$P_{\text{perf}} = \frac{R_A}{2} = \frac{(W_T/2)}{2}$$

$$P_{\text{perf}} = \frac{2127.21 \text{ [N]}}{4}$$

$$P_{\text{perf}} = 531.81 \text{ [N]}$$

Figura 3-2

Dibujo 3D del bastidor y piezas de las patas inclinadas



A su vez las componentes en el eje de las X (horizontal) y eje de las Y (vertical) son las fuerzas de compresión y flexión respectivamente, utilizamos las ecuaciones (2-10) y (2-11):

$$\sin 65^\circ = \frac{F_{compr}}{P_{perf}}$$

$$F_{compr} = P_{perf} \times \sin 65^\circ$$

$$F_{compr} = 481.98 [N]$$

$$\cos 65^\circ = \frac{F_{flexion}}{P_{perf}}$$

$$F_{flexion} = P_{perf} \times \cos 65^\circ$$

$$F_{flexion} = 224.75 [N]$$

Para obtener el momento flector máximo y a su vez el esfuerzo de flexión, necesitamos la longitud efectiva donde actúa la fuerza. De la ecuación (2-13) obtenemos;

$$L_{efect} = \frac{H}{\sin 65^\circ}$$

$$L_{efect} = 0.931 [m]$$

Para iniciar con las iteraciones partimos de un perfil UPN80 cuyas características se muestran en la Tabla 3-9 y con ello obtendremos el momento flector máximo (ecuación (2-14), el esfuerzo de flexión (ecuación (2-15), el esfuerzo de compresión (ecuación (2-12), los esfuerzos

combinados (ecuación (2-16), la deformación máxima (ecuación (2-17) y el pandeo crítico de Euler (ecuación (2-18)

Tabla 3-9

Datos del material #1 – Perfil UPN80

Descripción	Cantidad	UdM
Área de la sección transversal	1.10E-04	m2
Inercia en el eje x	1.06E-04	m4
Resistencia a la flexión	2.65E-04	m3
Módulo de Elasticidad	210E09	Pa

Los resultados que se obtuvieron con este material fueron los siguientes:

Tabla 3-10

Resultados obtenidos con el material #1 - Perfil UPN80

Descripción	Cantidad	UdM
Esfuerzo de compresión	4.38E+06	Pa
Momento flector máximo	209.30	Nm
Esfuerzo flexión	7.90E+05	Pa
Esfuerzo Total	5.17E+06	Pa
Deformación máxima	5.83E-03	m
Pandeo crítico	6.33E+02	N
Factor de seguridad pandeo	1.314	

Realizamos una segunda iteración con un perfil UPN100. Los datos de este material se encuentran en la Tabla 3-11 y los resultados en la:

Tabla 3-11*Datos del material #2 – Perfil UPN100*

Descripción	Cantidad	UdM
Área de la sección transversal	1.35E-03	m ²
Inercia en el eje x	2.06E-04	m ⁴
Resistencia a la flexión	4.12E-04	m ³
Módulo de Elasticidad	210E+09	Pa

Los resultados que se obtuvieron con este material fueron los siguientes:

Tabla 3-12*Resultados obtenidos material #2 – Perfil UPN100*

Descripción	Cantidad	UdM
Esfuerzo de compresión	3.57E+05	Pa
Momento flector máximo	209.30	Nm
Esfuerzo flexión	5.08E+05	Pa
Esfuerzo Total	8.65E+05	Pa
Deformación máxima	3.00E-03	m
Pandeo crítico	1.23E+03	N
Factor de seguridad pandeo	2.55	

Realizamos una tercera iteración con un perfil UPN 120:

Tabla 3-13*Datos del material #3 – Perfil UPN 120*

Descripción	Cantidad	UdM
Área de la sección transversal	2.04E-03	m ²
Inercia en el eje x	6.05E-04	m ⁴
Módulo de Elasticidad	210E+09	Pa

Obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3-14

Resultados obtenidos material #3 – Perfil UPN120

Descripción	Cantidad	UdM
Esfuerzo de compresión	2.36E+05	Pa
Momento flector máximo	209.30	Nm
Esfuerzo flexión	2.42E+05	Pa
Esfuerzo Total	4.79E+05	Pa
Deformación máxima	1.02E-03	m
Pandeo crítico	3.62E+03	N
Factor de seguridad pandeo	7.5	

A continuación, se presenta un resumen de los resultados obtenidos con los 3 distintos materiales empleados en la iteración. Con ello obtuvimos el material óptimo para el bastidor, piezas 20, 21 y 22 del sistema:

Figura 3-3

Piezas Bastidor (20, 21 y 22)

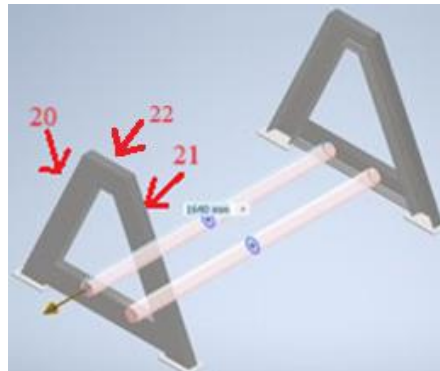


Tabla 3-15*Resultados de las iteraciones con los materiales empleados*

Descripción	Perfil UPN80	Perfil UPN100	Perfil UPN120	UdM
Esfuerzo de compresión	4.38E+06	3.57E+05	2.36E+05	Pa
Momento flector máximo	209.30	209.30	209.30	Nm
Esfuerzo flexión	7.90E+05	5.08E+05	2.42E+05	Pa
Esfuerzo Total	5.17E+06	8.65E+05	4.79E+05	Pa
Deformación máxima	5.83E-03	3.00E-03	1.02E-03	m
Pandeo crítico	6.33E+02	1.23E+03	3.62E+03	N
Factor de seguridad pandeo	1.314	2.55	7.5	

3.2 Resultados de las simulaciones

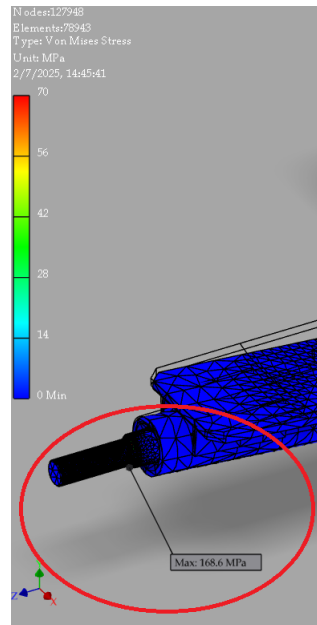
Los resultados de las simulaciones se presentan para ambos casos, en el primero se asumió que la carga de la brida actuaba en los cuatros puntos de apoyo de la cruz abatible. Mientras que, en el segundo caso, la carga total de la brida actúa en el centro de la de mesa.

3.2.1 Fuerza actuando en los extremos

La barra de colores para la obtención de esfuerzos de se normalizó a 70MPa para así distinguir con mayor claridad las zonas con esfuerzos representativos (Figura 3-4).

Figura 3-4

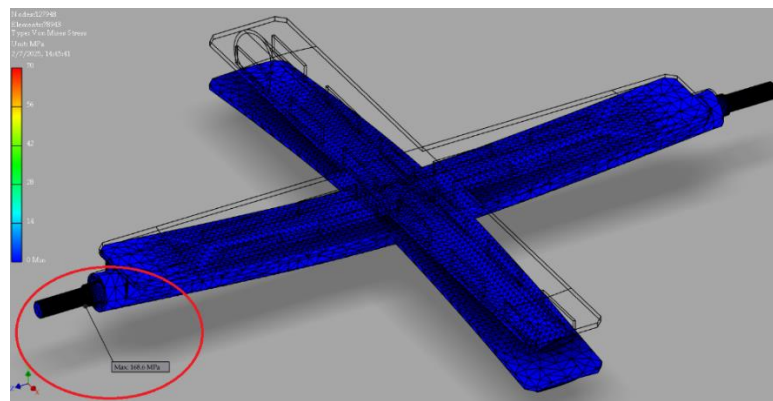
Barra estandarizada a 70MPa – Caso #1

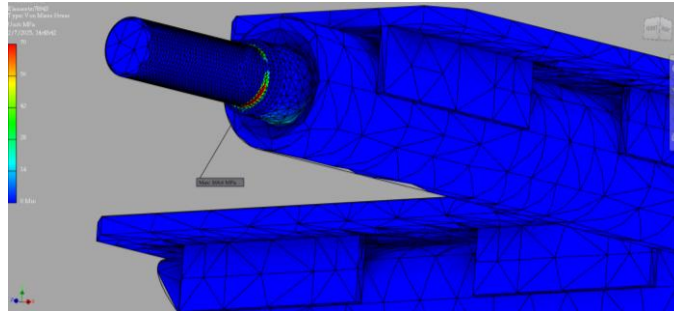


Al iniciar la simulación se detectó un máximo de 168MPa, que justamente ocurre en el cambio de sección de unos de los extremos del eje pivotante (Figura 3-5)

Figura 3-5

Esfuerzos máximos de la mesa abatible – Caso #1

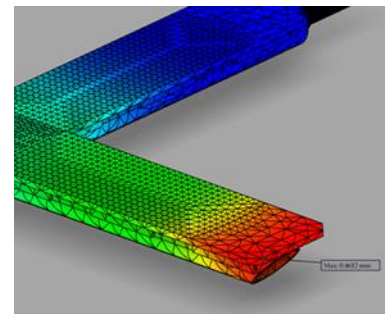
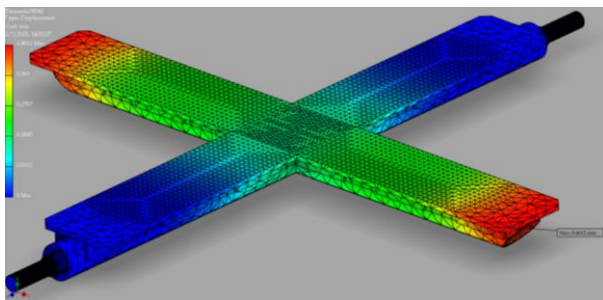




También apreciamos que las deformaciones máximas se dan en los extremos y son del orden de 0.46mm

Figura 3-6

Deformaciones máximas de la mesa abatible – Caso #1



3.2.2 Fuerza actuando en el centro de la mesa

Los esfuerzos se encuentran por debajo del límite de fluencia del material, tampoco se aprecian deformaciones excesivas en el mecanismo. El máximo esfuerzo se registra en un extremo de la viga. Pero esto se debe a que se ha colocado un “fixed support”, lo cual no lo deja rotar para simular una viga simplemente apoyada. En la práctica, se colocan rodamientos tipo chumacera, que permiten el libre giro de la punta de eje e impiden las concentraciones de esfuerzo en tales puntos.

Figura 3-7

Deformaciones mesa abatible – Caso #2

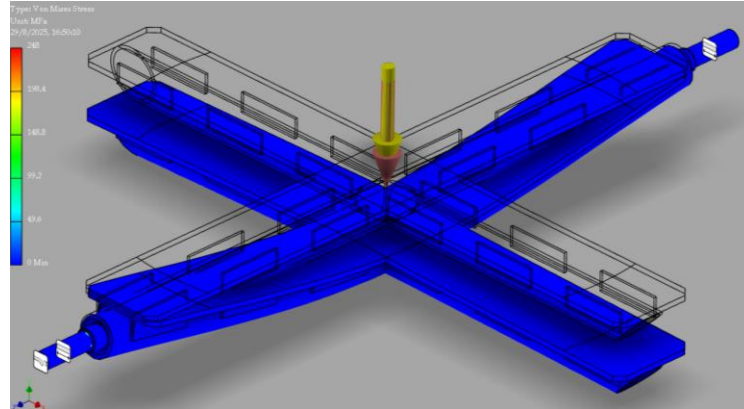
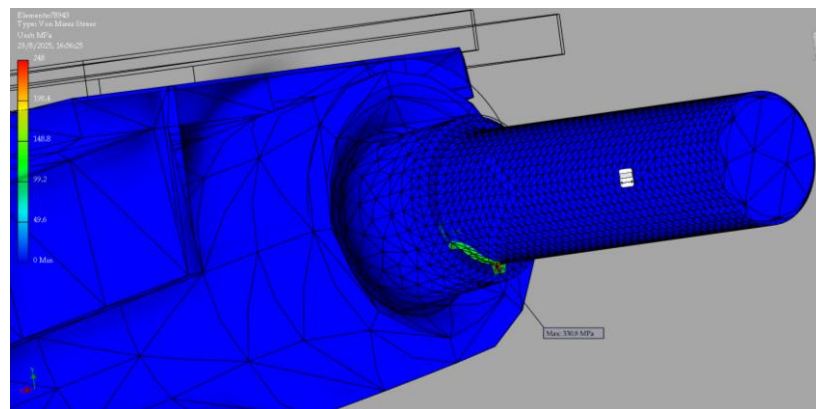


Figura 3-8

Esfuerzo máximo en extremo del eje – Caso #2



3.3 Análisis económico

En el presente apartado realizaremos un análisis económico para la fabricación de la mesa giratoria. Donde se incluirán los costos directos e indirectos del proyecto, así como una evaluación del retorno de la inversión basado en la mejora en la eficiencia del proceso.

3.3.1 Materiales y elementos normalizados

Para la fabricación de la mesa giratoria se emplearán tanto materiales directos (Tabla 3-16) como elementos normalizados (Tabla 3-17) como de materiales directos. En cada una de las tablas se muestra la descripción del material, así como la cantidad y el costo de cada uno de ellos. Se priorizó el uso de materiales de fácil obtención en el mercado para de esa manera disminuir el costo total de fabricación.

Tabla 3-16

Costos de materiales directos

Pieza	Cant	Material	Cantidad	Unidad	Unidad de Costo	Subtotal
01	1	A506 Tubo 3" sch40	1,61	m	\$9,74	\$15,68
02	1	Plancha 12mm	28,26	kg	\$0,77	\$21,82
03	24	Plancha 5mm	6,22	kg	\$0,78	\$4,84
04	1	Plancha 16mm	2,90	kg	\$0,70	\$2,03
05	2	Eje 1018 3"	0,52	m	\$60,56	\$31,49
06	2	Plancha 12mm	24,49	kg	\$0,77	\$18,91
07	2	A506 Tubo 3" sch40	1,48	m	\$9,74	\$14,41
08	1	Plancha 12mm	6,85	kg	\$0,77	\$5,29
09	1	Eje 1018 1.75"	0,05	m	\$24,80	\$1,24
17	2	Tubo 2.5" sch40	3,30	m	\$10,38	\$34,24
20	2	UPN 120	1,84	m	\$10,62	\$19,53
21	2	UPN 120	1,84	m	\$10,62	\$19,53
22	2	UPN 120	0,60	m	\$10,62	\$6,37
23	2	UPN 120	1,50	m	\$10,62	\$15,92
24	4	Plancha 10mm	7,72	kg	\$0,61	\$4,69
-	5	Electrodo 6010 1/8	4,00	lb	\$3,11	\$12,44
SUBTOTAL 2						\$228,45

Tabla 3-17*Costos de elementos normalizados*

Material	Cantidad	UdM	Costo unitario	Subtotal
Chumacera SKF SY40 TF	2,00	u	\$39,55	\$79,10
Perno Gr.5 3/4" x 2"	3,00	u	\$0,54	\$1,61
Tuerca Gr.5 3/4"	3,00	u	\$0,22	\$0,65
Perno Gr.5 1/2" x 2-1/2"	4,00	u	\$0,23	\$0,90
Arandela 1/2"	8,00	u	\$0,03	\$0,23
Tuerca Gr.5 1/2"	4,00	u	\$0,08	\$0,31
Perno Gr.8 5/8 x 2-1/2"	1,00	u	\$1,39	\$1,39
SUBTOTAL 1				\$325,10

Con lo que obtenemos los costos por materiales y elementos normalizados:

Tabla 3-18*Costo total de materiales*

Descripción	Costo
Materiales	325,10
Elementos normalizados	228,45
Total	553,55

3.3.2 Mano de obra directa

Dentro de los costos de mano de obra directa se encuentra los operadores que se encargarán de realizar el corte de la tubería, el corte de las chapas metálicas, el soldador y armado para realizar el ensamble del conjunto. Conociendo las tasas de cada uno de ellos y el tiempo en que les tomará la fabricación del producto, la Tabla 3-19 muestra los costos asociados:

Tabla 3-19*Costos de mano de obra directa*

Proceso	Tiempo estimado (hr)	Tasa (\$/hr)	Subtotal (\$)
Corte de material	4	7	28
Soldado estructura	6	8	48
Maquinado de eje	4	8	32
Armado/Ensamble	8	7	56
Costo total de mano de obra directa			\$164

3.3.3 Maquinaria y herramientas

Dentro de las máquinas y herramientas a utilizar tenemos la cortadora de plasma CNC para el procesamiento de las chapas en sus distintos espesores. También tenemos la máquina de soldar para electrodo revestido y un torno horizontal para la fabricación de los ejes y bocines. La Tabla 3-20 muestra el tiempo estimado junto con las tasas para obtener los costos de este rubro:

Tabla 3-20*Costos de maquinaria/herramientas*

Proceso	Tiempo estimado (hr)	Tasa (\$/hr)	Subtotal (\$)
Cortadora plasma CNC	2 hr	\$20	\$40
Soldadora SMAW	2 hr	\$15	\$30
Torno horizontal	3 hr	\$12	\$36
Costo total de maquinaria/herramientas			\$106

3.3.4 Costos indirectos

Dentro de este rubro se considera el tiempo de diseño, realización de cálculos y elaboración de planos de fabricación junto con la supervisión de los trabajos, (ver Tabla 3-21)

Tabla 3-21

Costos indirectos

Concepto	Costo estimado
Diseño CAD y modelado 3D	\$60
Cálculo estructural	\$60
Elaboración de planos	\$60
Supervisión de Trabajos	\$70
Costo total indirectos	\$250

3.3.5 Costo total de fabricación

Finalmente, el costo total de fabricación de la mesa giratoria, considerando los materiales y elementos normalizados, así como los costos por mano de obra y uso de maquinaria e indirectos:

Tabla 3-22

Costo de fabricación total

Concepto	Subtotal
Materiales/Elementos normalizados	\$553,55
Mano de obra directa	\$164
Maquinaria/herramientas	\$106
Costos indirectos	\$250
Costo total estimado	\$1073,55

3.4 Beneficio económico por mejorar eficiencia.

Actualmente el tiempo del proceso de soldadura de cada brida es de 0,95 horas aproximadamente, lo que nos indica que en una jornada de 8 horas el operador puede procesar cerca de 9 bridas. Con la implementación de la mesa, se espera reducir el tiempo de fabricación en un 20% para bridas pequeñas y en un 30% para bridas más grandes. En esta estimación se considera debido a que para una brida de mayor tamaño es necesario el uso de un puente grúa aumentando el tiempo de ejecución del proceso. Al ser un proceso productivo, será necesario la fabricación e implementación de la mesa para determinar el beneficio económico real. Sin embargo, utilizaremos un valor promedio del 25% para estimar el ahorro por costo de mano de obra. Con esto se espera que, en una jornada de 8 horas el operador pueda procesar cerca de 11 bridas, no 9 como lo es actualmente (Tabla 3-23)

Tabla 3-23

Tabla comparativa entre proceso actual y esperado

Descripción	Cantidad	UdM
Tiempo de fabricación (sin mesa)	0,95	hr
# de bridas fabricadas en 8hr (sin mesa)	8,42	u
Reducción (con mesa)	25	%
Tiempo de fabricación (con mesa)	0,71	hr
# de bridas fabricadas en 8hr (con mesa)	10,53	u

Conociendo el costo hora/hombre de un soldador y la cantidad de bridas que se procesan en la semana, podemos determinar el valor que la empresa dejará de pagar por de soldado de bridas debido a que el proceso será más rápido. Con ello obtenemos un ahorro semanal y mensual. Al

final con el costo de fabricación de la mesa determinamos el tiempo en que se recuperará la inversión (Tabla 3-24)

Tabla 3-24

Punto de equilibrio del proyecto

(asumiendo 22 bridas por semana)

Descripción	Cantidad	UdM
Costo de mano de obra	5,75	(\$/hr)
Numero de bridas por semana (actualmente)	22	u
Costo total de bridas (sin mesa)	120,18	\$
Costo total de brida (con mesa)	89,82	\$
Ahorro semanal (con mesa)	30,36	\$
Ahorro mensual (con mesa)	121,46	\$
Costo total de la mesa	1073,55	\$
Punto equilibrio del proyecto (costo total de fabricación / Ahorro mensual)	8,83	Meses

Con lo que obtuvimos que en un máximo de 9 meses la empresa recuperará lo invertido por la fabricación de la mesa giratoria de bridas. Al disminuir la cantidad de horas por brida, también podemos aumentar el número de bridas procesadas por semana, con ello podríamos disminuir el tiempo de retorno de la inversión.

Tabla 3-25*Punto de equilibrio del proyecto**(asumiendo 33 bridas por semana)*

Descripción	Cantidad	UdM
Costo de mano de obra	5.75	(\$/hr)
Numero de bridas por semana (actualmente)	33	u
Costo total de bridas (actual)	180,26	\$
Costo total de brida (esperado)	134,72	\$
Ahorro semanal (esperado)	45,54	\$
Ahorro mensual (esperado)	182,16	\$
Costo total de la mesa	1073,55	\$
Punto equilibrio del proyecto (costo total de fabricación / Ahorro mensual)	5,89	Meses

3.5 Análisis de Resultados

Como datos de entrada para el desarrollo del proyecto, fue necesario determinar las dimensiones y pesos de las diferentes bridas que la empresa emplea. Para ello se realizó un levantamiento de información y se determinó que los diámetros de las bridas oscilan entre los 600mm y 1500mm. Mientras que sus espesores van de 16mm a 50mm. La mesa tenía que soportar la carga de aproximadamente 3900 N y no tener una deformación máxima de 1.85mm (de acuerdo con la norma CMAA 70) tanto en la mesa abatible como en las patas inclinadas. Fueron analizados tres materiales y los resultados de la Tabla 3-8 nos indica que el material #3 tubería A53 3" sch40 fue el óptimo para el tubo principal porque soportaba la carga teniendo una deformación máxima de 0.69mm.

Tanto en la obtención del material para el tubo principal de la mesa abatible como del bastidor (patas inclinadas) se analizaron criterios de diseño mecánico como: esfuerzos de flexión, de compresión, deformaciones máximas, factores de seguridad y pandeo crítico de Euler. Para la selección de estos se realizaron tres iteraciones y con la ayuda de una hoja electrónica se obtuvieron los resultados de la Tabla 3-15, donde notamos que el material con mejores condiciones para soportar la carga es un perfil UPN 120, con un factor de seguridad de 7.5 y una deformación máxima de 1.02mm.

El uso de software de dibujo asistido por computadora AutoCAD y de elementos finitos Autodesk Inventor Pro fueron de gran utilidad en el modelado del sistema. Puesto que disminuyeron el tiempo de diseño y a su vez permitieron visualizar posibles interferencias previas a la construcción. Con la teoría de falla de Von Misses verificamos los puntos críticos del sistema y aseguramos que los elementos seleccionados no fallen. Si comparamos el resultado de deformaciones máximas obtenido por medio de cálculos numéricos que fue de 0.69mm con el obtenido por medio del software de elementos finitos que fue de 0.46mm, vemos que ambos valores están muy cercanos con lo que se valida el diseño propuesto.

CAPÍTULO 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

La problemática del presente proyecto era suplir la necesidad de una mesa giratoria para el proceso de soldadura de bridas que permita optimizar los tiempos de operación. Actualmente el volteo o posicionamiento de las bridas requiere del uso de un puente grúa y con ello la maniobra de izamiento, de aseguramiento, de volteo y de reposicionamiento de la carga, incrementando así los tiempos muertos y con ello los costos directos de la compañía.

4.1.1 Conclusiones

El desarrollo del presente trabajo permitirá suplir la necesidad de un sistema mecánico que aporte mejoras sustanciales en la eficiencia del proceso productivo. Con la implementación de la mesa giratoria se espera que el giro de la pieza sea inmediato y controlado, disminuyendo el tiempo de espera asociado a la disponibilidad y uso del puente grúa. Los tiempos de aseguramiento y reposicionamiento de la brida también disminuirán ya que está siempre permanecerá asegurada a la brida durante todo el proceso. Esto también aportará a la eficiencia del soldador puesto que no necesitará interrumpir constantemente su operación al voltear la brida.

Asimismo, la mesa giratoria también mejorará la ergonomía y seguridad del soldador. Previniendo posibles posturas forzadas que conlleven a una enfermedad laboral. Puesto que se logrará disminuir el trabajo físico durante las actividades de soldadura proporcionando condiciones más seguras y adecuadas. Con esto, la mesa giratoria no sólo suplirá una solución técnica efectiva sino también un impacto positivo en el bienestar laboral.

4.1.2 Recomendaciones

Para futuros trabajos, al tener ya el sistema dimensionado, considerar la incorporación de un sistema motorizado con motorreductor que permita una mayor precisión y reducir aún más el esfuerzo físico del soldador. Esta incorporación permitirá que el sistema sea automatizado de tal manera que la brida se posicione y un brazo robótico pudiera realizar el proceso de soldadura.

Luego de la fabricación y dentro de la fase inicial se recomienda llevar un registro o control de los tiempos de soldadura para así validar la estimación realizada en los apartados anteriores, donde se indicaba que la reducción del tiempo de soldadura para bridas pequeñas sería de un 20% y de un 30% para bridas grandes, esto con el fin de fabricar más mesas giratorias si la empresa lo requiere.

Se recomienda fabricar un primer prototipo y realizar las pruebas para verificar el comportamiento estructural y la reducción de los tiempos de operación. De la misma manera realizar una capacitación a los soldadores porque un manejo inadecuado de la mesa no sólo no aporta a la productividad, sino que puede aumentar los riesgos de accidentes.

Referencias

Libros físicos

Company, L. E. (1995). *The Procedure Handbook of Arc Welding*. En L. E. Company. Cleveland.

Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2018). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. En R. G. Budynas, & K. J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (pág. 100). México: Mc Graw Hill Education.

Informe gubernamental

Ecuador, M. d. (2015). *Acuerdo Ministerial N°174*. Obtenido de Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo.: <https://www.trabajo.gob.ec>

Artículo en línea

AKYAPAK. (19 de Agosto de 2025). Obtenido de Posicionador de soldadura eléctrico SRP: <https://www.directindustry.es/prod/akyapak-makina-san-tic/product-33663-1696589.html>

Delta Delfini Cia & S.A. (2014). *DeltaDelfini*. Obtenido de @DeltaDelfini: <https://x.com/deltadelfini?lang=es>

Lincoln Electric. (19 de Agosto de 2025). Obtenido de Posicionador de mesa de 500 lb: <https://www.lincolnelectric.com/es-MX/Products/ad1043-87>

Mateo, D. S. (20 de enero de 2020). *Uniones Estructurales mecánicas*. Obtenido de <https://ingenieriasamat.es/tipos-uniones-estructurales-mecanicas-ingenieria-industrial/#:~:text=Normalmente%20el%20proceso%20de%20uni%C3%B3n%20se%20realiza,dando%20como%20resultado%20un%20cord%C3%B3n%20de%20soldadura.>

Mera, E. (25 de octubre de 2017). *La estatura de los ecuatorianos se incrementó en cuatro décadas*. Obtenido de

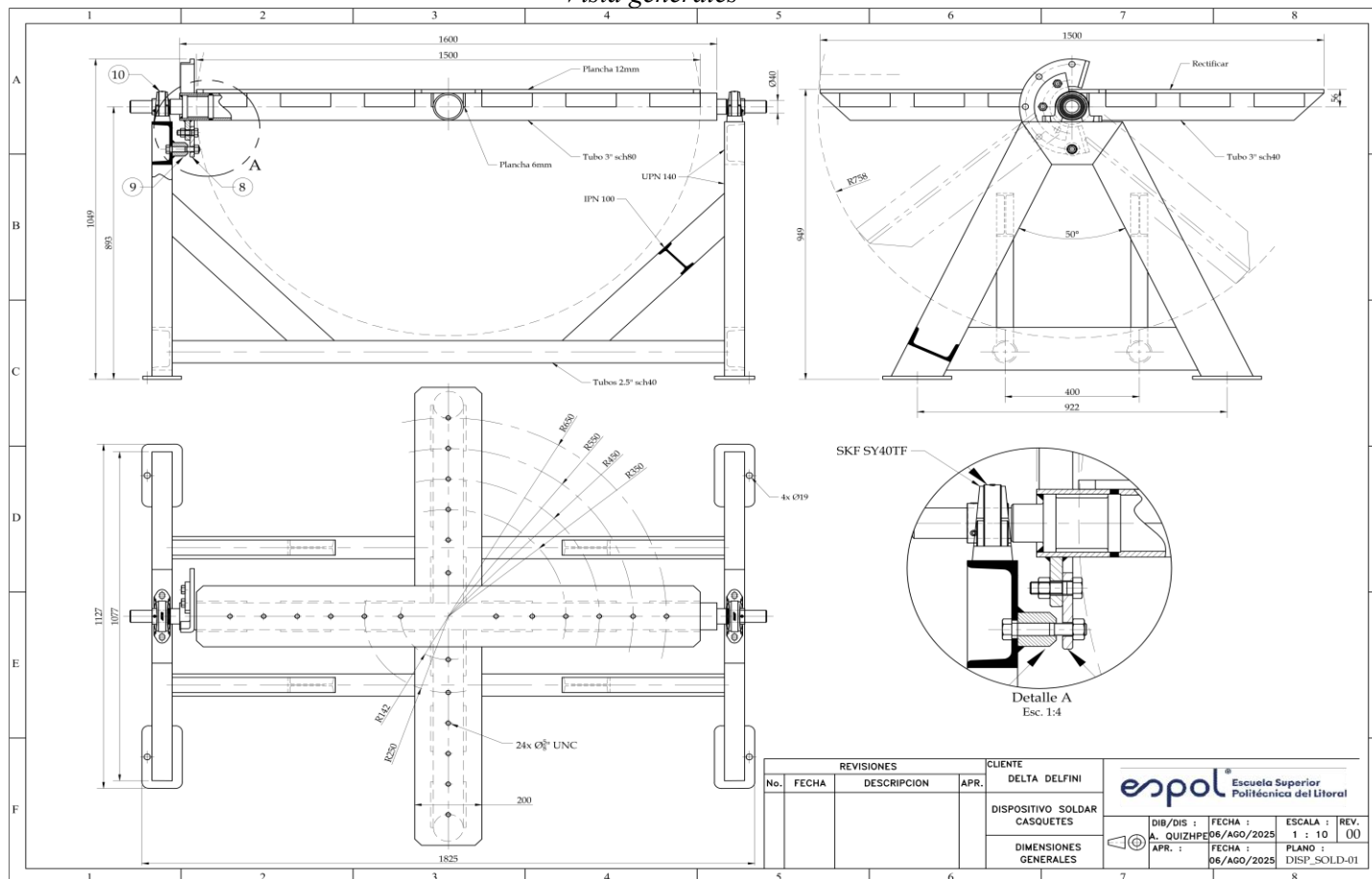
https://www.espol.edu.ec/sites/default/files/docs_escribe/La%20estatura%20de%20los%20ecuatorianos%20se%20increment%C3%B3%20en%20cuatro%20d%C3%A9cadas.pdf

Normalización, A. E. (2023). *UNE-EN ISO 16090-1:2023*. Madrid: UNE.

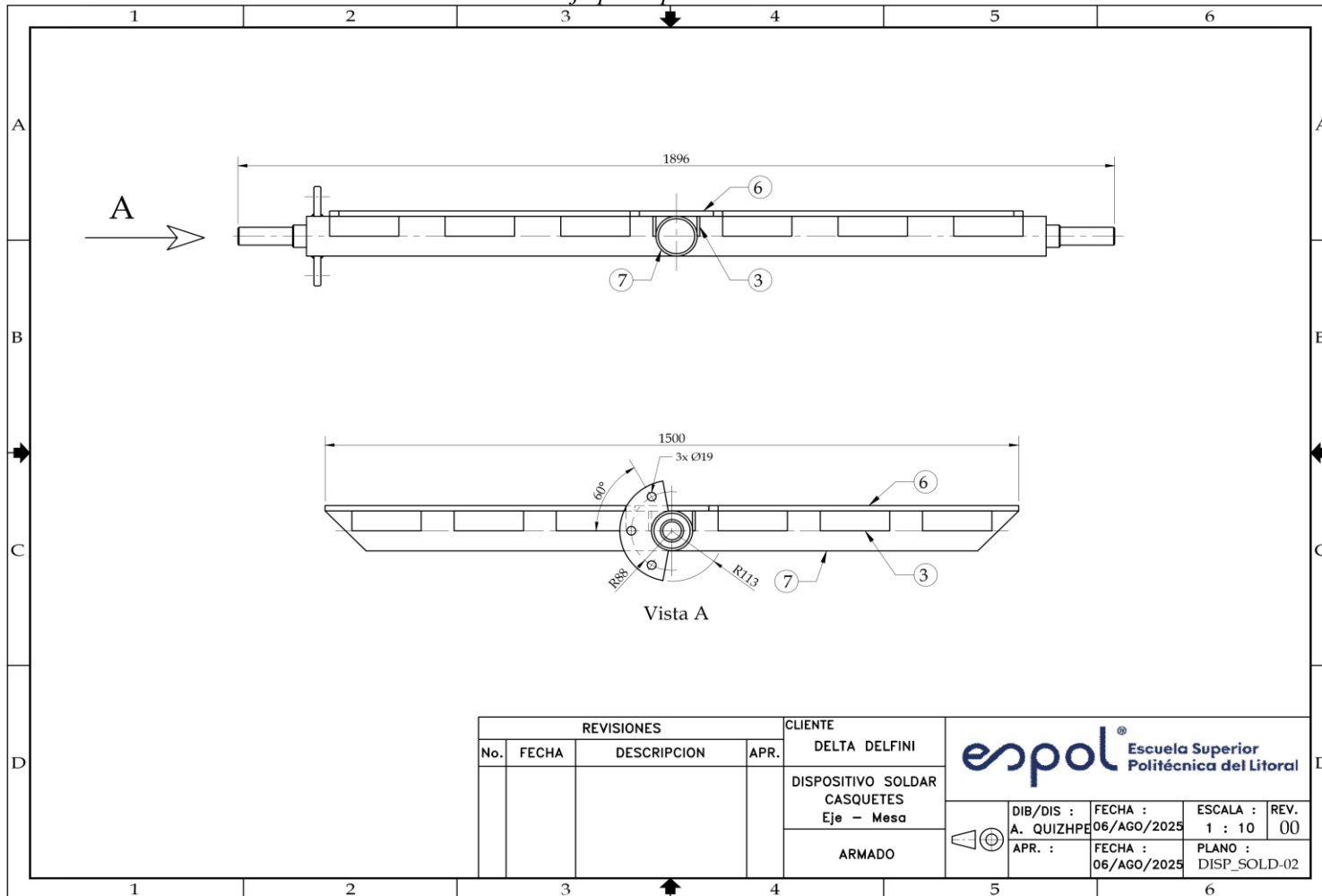
Anexo – Planos

Plano 1

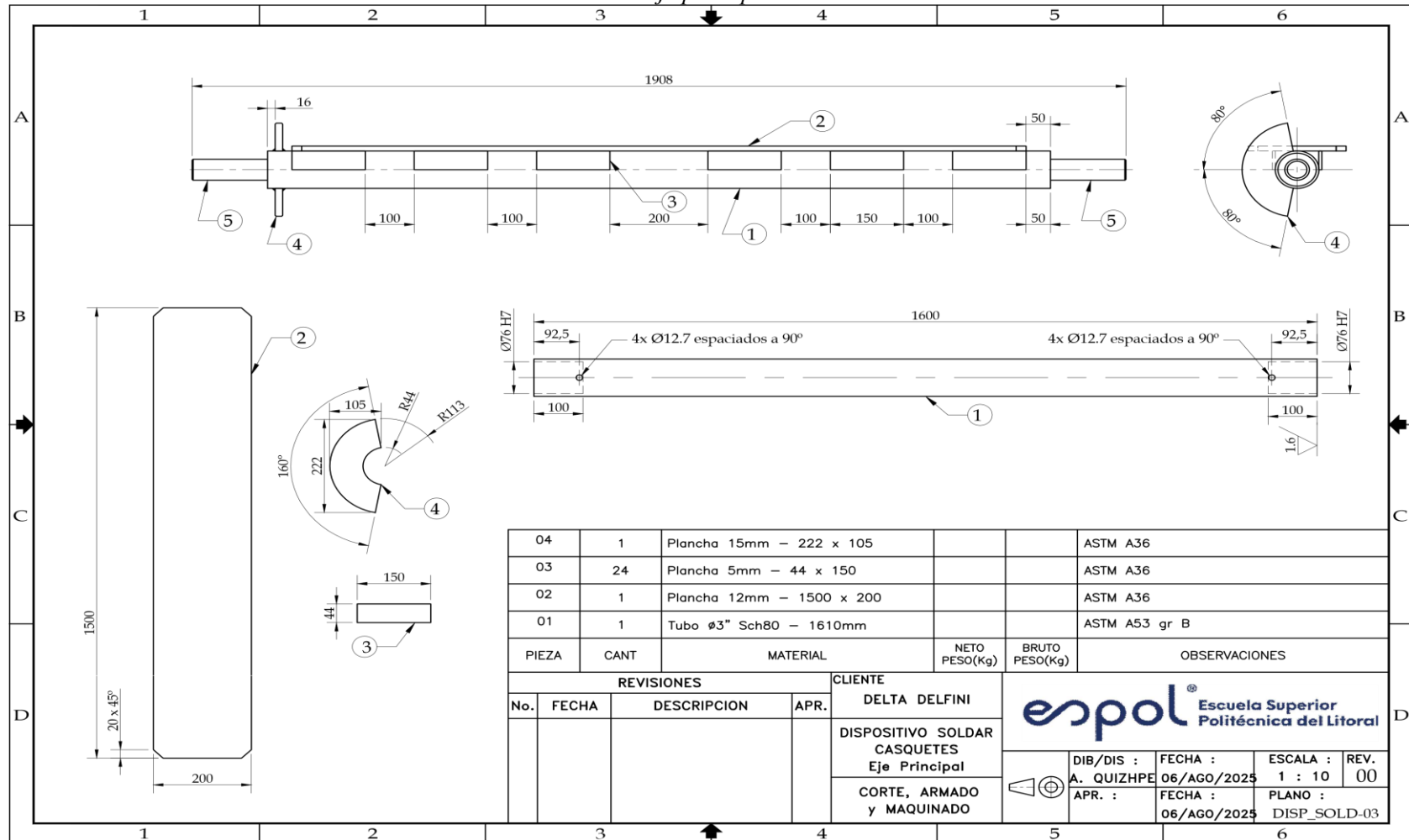
Vista generales



Plano 2
Eje principal

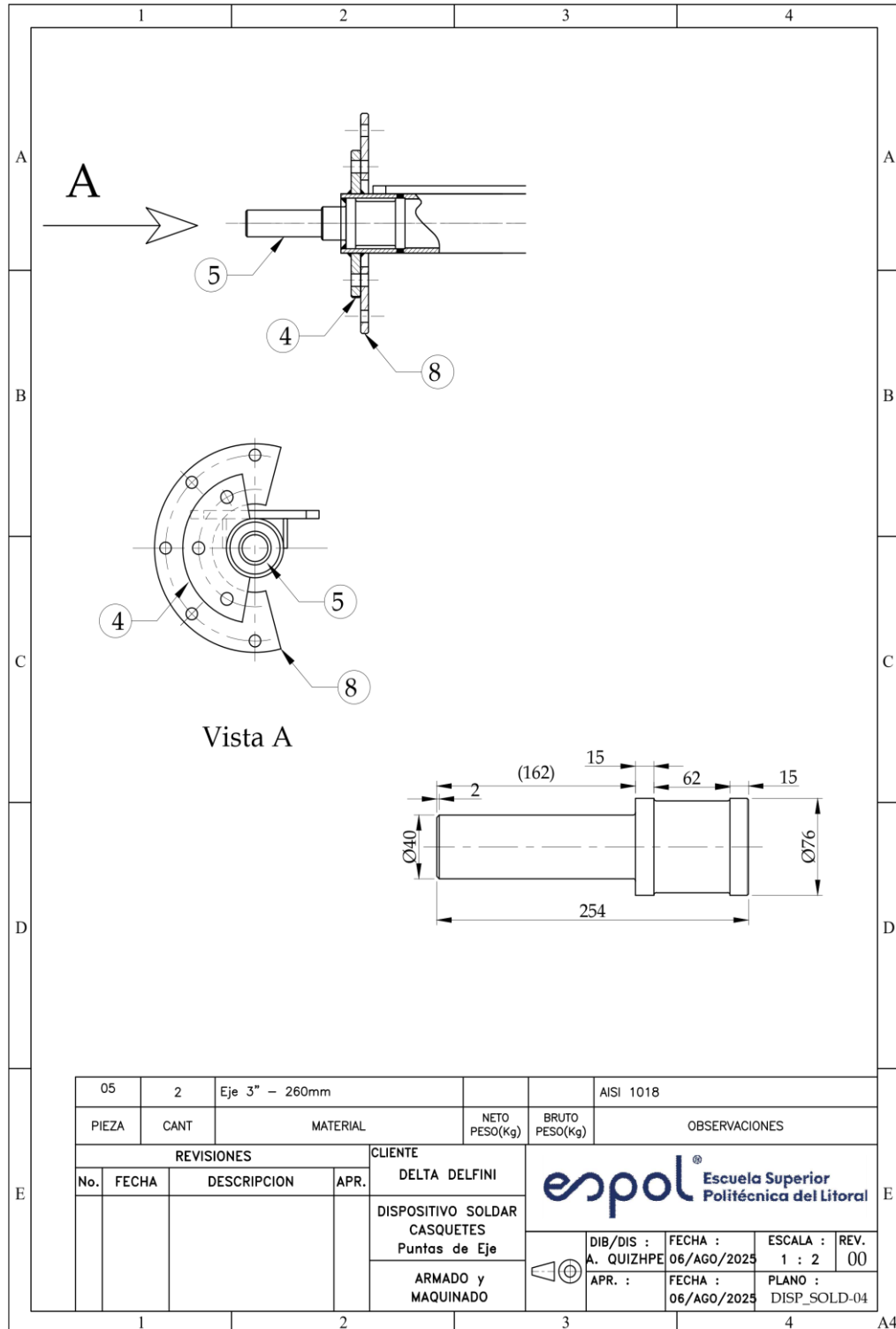


Plano 3
Detalle eje principal



Plano 4

Extremos de eje



Plano 5

Dimensiones Bastidor

