

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA SOLDEO DE VIGAS
CURVAS QUE MEJORE LA PRODUCTIVIDAD EN LA
INDUSTRIA METALMECÁNICA”**

TESIS PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

JAVIER RICARDO NOCEDA RODRÍGUEZ

Callao, 2020

PERÚ

**ACTA N° 007-2021 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DE TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO**

**LIBRO 001, FOLIO N° 299, ACTA N° 007-2021 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO**

A los 06 días del mes agosto, del año 2021, siendo la 18:00 horas, se reunieron, en la sala <https://meet.google.com/oxi-kphi-jdf>, el **JURADO DE SUSTENTACIÓN DE TESIS** para la obtención del título profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

Msc. Gustavo Ordoñez Cárdenas	: Presidente
Dr. Pablo Mamani Calla	: Secretario
Mg. Alfonso Santiago Caldas Basauri	: Vocal
Dr. Juan Manuel Palomino Correa	: Asesor

Se dio inicio al acto de **sustentación** de la **Tesis** del Bachiller, **NOCEDA RODRIGUEZ, Javier Ricardo**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, expone la tesis final titulada **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA SOLDEO DE VIGAS CURVAS QUE MEJORE LA PRODUCTIVIDAD EN LA INDUSTRIA METALMECÁNICA”**, cumpliendo con el acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044 2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior Universitario";

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa de **16** y calificación cuantitativa **MUY BUENO**, la presente exposición, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de octubre del 2018.

Se dio por cerrada la Sesión a las 19.00 horas del 06 del mes de agosto y año en curso.



.....
Msc. Gustavo Ordoñez Cárdenas
Presidente



.....
Dr. Pablo Mamani Calla
Secretario



.....
Mg. Alfonso Santiago Caldas Basauri
Vocal



.....
Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Asesor

DEDICATORIA

A mis padres Silvia y Javier por su apoyo incondicional, por su cariño, por los valores que me inculcaron que se reflejan en la persona que soy hoy.

A mis hermanos por su apoyo y ejemplo de superación.

A Rosario por creer en mí en los momentos más difíciles.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por darme esta oportunidad y enseñarme que siempre estuvo conmigo en los momentos difíciles.

ÍNDICE

	Página
TABLAS DE CONTENIDO	4
TABLA DE GRÁFICOS	6
RESUMEN	8
ABSTRACT	9
INTRODUCCIÓN	10
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
1.1 Descripción de la realidad problemática	12
1.2 Formulación del problema	14
1.2.1 Problema General	14
1.2.2 Problemas Específicos	14
1.3 Objetivos	14
1.3.1 Objetivo General	14
1.3.2 Objetivos Específicos	15
1.4 Limitantes de la investigación	15
II. MARCO TEÓRICO	17
2.1 Antecedentes	17
2.1.1 Tesis internacionales:	18
2.1.2 Tesis Nacionales:	20
2.2 Bases Teóricas	22
2.2.1 Teoría de Fallas	22
2.2.2 Esfuerzo cortante máximo (ECM)	24
2.2.3 Teoría de la Energía de la distorsión	24
2.2.4 Teoría Mohr-Coulomb para materiales dúctiles	25
2.2.5 Ley de Hooke	27
2.2.6 Principio de Pascal	29
2.2.7 Hidráulica	30
2.2.8 Teoría de la Elasticidad	31
2.3 Conceptual	33

2.3.1	Acero estructural	33
2.3.2	Esfuerzos en los elementos de una estructura	36
2.3.3	Esfuerzos en Vigas.....	37
2.3.4	Columnas de acero estructural	38
2.3.5	Diseño de resortes	41
2.3.6	Resortes helicoidales de compresión para servicio estático	45
2.3.7	Tecnología CAD/CAE	46
2.3.8	Cilindros Oleohidráulicos	49
2.4	Definición de términos básicos	51
III.	HIPÓTESIS Y VARIABLES	54
3.1	Hipótesis	54
3.2	Definición conceptual de las variables	54
3.2.1	Operacionalización de las variables	56
IV.	DISEÑO METODOLÓGICO	57
4.1	Tipo y diseño de investigación.....	57
4.2	Método de investigación	59
4.3	Población y muestra	60
4.4	Lugar de estudio.....	60
4.5	Técnicas e Instrumentos para la recolección de la información	60
4.6	Análisis y procesamiento de datos	61
V.	RESULTADOS.....	62
5.1	Resultados descriptivos.....	62
5.1.1	Diseño de máquina de soldeo de vigas curvas.....	62
5.1.2	Aumento de la Productividad	93
VI.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	98
6.1	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados	98
6.2	Contrastación de los resultados con otros estudios similares	99
6.3	Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes	100
	CONCLUSIONES	101

RECOMENDACIONES	103
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	104
ANEXOS.....	106

TABLAS DE CONTENIDO

	Página
Tabla 2.1 Esfuerzo de Fluencia en Aceros Estructurales Comerciales	35
Tabla 2.2 Tipos de Extremos en Resortes Helicoidales de Compresión	41
Tabla 2.3 Valor de Constante Alfa	42
Tabla 2.4 Propiedades Mecánicas de algunos Alambres para Resorte.....	43
Tabla 2.5 Constantes A y m para Tensión Mínima en Resortes.....	44
Tabla 2.6 Porcentaje Máximo de Resistencia a la Tensión	44
Tabla 2.7 Solicitaciones de Euler.....	51
Tabla 3.1 Operacionalización de Variables	56
Tabla 4.1 Etapas de la Investigación	58
Tabla 5.1 Propiedades de Carga	64
Tabla 5.2 Propiedades Mecánicas de Perfiles	65
Tabla 5.3 Fuerza Producida por la Carga	65
Tabla 5.4 Fuerzas de Reacción y Momentos en Puntos de Carga.....	75
Tabla 5.5 Fuerzas, Momentos y Esfuerzos de Estructura Soporte.....	75
Tabla 5.6 Propiedades Mecánicas de Perfil W 4"x13lbs	77
Tabla 5.7 Propiedades Mecánicas de Tubo Cuadrado 4"x4"x3/16".....	77
Tabla 5.8 Lista de materiales de sistema estructural	77
Tabla 5.9 Iteración de Diversos Diámetros de alambre	82
Tabla 5.10 Lista de materiales de dispositivo guía	83
Tabla 5.11 Costo de materiales	89
Tabla 5.12 Costo de equipos	89
Tabla 5.13 Costo de mano de obra	90
Tabla 5.14 Costo de consumibles	90
Tabla 5.15 Costo de equipos de taller	90
Tabla 5.16 Costo de servicios tercerizados	91
Tabla 5.17 Costo de Máquina de Soldeo de Vigas Curvas	91
Tabla 5.18 Proceso FCAW - Soldeo de vigas	94

Tabla 5.19 Proceso SAW - Soldeo de vigas	94
Tabla 5.20 Resultados de productividad	97

TABLA DE GRÁFICOS

	Página
Gráfico N° 1.1 Montaje de Puente Chaquimayo	12
Gráfico N° 1.2 Fabricación de Viga de Puente en Taller	13
Gráfico N° 2.3 Soldeo de Viga Horizontal	18
Gráfico N° 2.4 Diagrama esfuerzo - deformación	23
Gráfico N° 2.5 Esfuerzos Triaxiales	25
Gráfico N° 2.6 Tres Círculos de Mohr	26
Gráfico N° 2.7 Círculo de Mohr - Coulomb	26
Gráfico N° 2.8 Resortes Helicoidales de Compresión	28
Gráfico N° 2.9 Resorte Helicoidal a Tracción	28
Gráfico N° 2.10 Resorte de Torsión	29
Gráfico N° 2.11 Principio de Pascal	29
Gráfico N° 2.12 Equilibrio Hidráulico	30
Gráfico N° 2.13 Sistema oleohidráulico básico	31
Gráfico N° 2.14 Ecuaciones diferenciales de equilibrio generales	32
Gráfico N° 2.15 Diagrama Esfuerzo - Deformación de diversos aceros	35
Gráfico N° 2.16 Esfuerzo Crítico para el Acero Estructural	40
Gráfico N° 2.17 División de Medio Continuo y Campos Nodales	48
Gráfico N° 2.18 Enmallado de modelo de pieza mecánica	48
Gráfico N° 2.19 Esquema Básico de Pistón	49
Gráfico N° 4.20 Estructura de diseño norma alemana VDI 2221	60
Gráfico N° 5.21 Estructura de Máquina de Soldar	62
Gráfico N° 5.22 Especificaciones Técnicas de Equipo MAXsa 22	64
Gráfico N° 5.23 Nodos y Carga en Estructura Soporte	66
Gráfico N° 5.24 Máximo Desplazamiento por Deformación	66
Gráfico N° 5.25 Fuerzas Máxima y Mínima en Eje X	67
Gráfico N° 5.26 Fuerzas Máximas y Mínimas en Eje Y	68
Gráfico N° 5.27 Fuerzas Máxima y Mínima en Eje Z	68

Gráfico N° 5.28 Momentos Máximo y Mínimo en Eje X.....	69
Gráfico N° 5.29 Momentos Máximo y Mínimo en Eje Y.....	69
Gráfico N° 5.30 Momentos Máximos y Mínimos en Eje Z	70
Gráfico N° 5.31 Esfuerzo Cortante en Eje X	70
Gráfico N° 5.32 Esfuerzo Cortante Máximo y Mínimo en Eje Y.....	71
Gráfico N° 5.33 Esfuerzo Axial en Estructura.....	71
Gráfico N° 5.34 Esfuerzo Flector producido por M_x mínimo.....	72
Gráfico N° 5.35 Esfuerzo Flector producido por M_x máximo	72
Gráfico N° 5.36 Esfuerzo Flector producido por M_y máximo	73
Gráfico N° 5.37 Esfuerzo Flector producido por M_y mínimo.....	73
Gráfico N° 5.38 Esfuerzo Normal Máximo.....	74
Gráfico N° 5.39 Esfuerzo Normal Mínimo	74
Gráfico N° 5.40 Dispositivo Guía.....	84
Gráfico N° 5.41 Detalle de Actuador Hidráulico.....	85
Gráfico N° 5.42 Dimensiones de rueda de pórtico	88
Gráfico N° 5.43 Características de motorreductor	89
Gráfico N° 5.44 Vista de viga pre-fabricada	93

RESUMEN

Actualmente la tendencia en la industria a nivel mundial es automatizar los procesos productivos para alcanzar mayores rendimientos que permitan ser más competitivos en el rubro en que se desarrollan, todo esto sin que se pierda la calidad del trabajo que se produce. Por consiguiente, el objetivo del presente estudio es diseñar una máquina que pueda soldar vigas curvas horizontales con proceso de soldadura de arco sumergido (SAW), el cual al ser un proceso automático nos permitirá alcanzar rendimientos superiores a otros procesos usados comúnmente en la industria.

La investigación fue del tipo descriptiva-evaluativa. Considerando que no existe en el mercado una máquina específica para estos trabajos, se planteó el diseño en base a equipos que cumplen funciones similares y trabajos de tesis sobre automatización de procesos en la industria metalmecánica.

Se concluyó mediante el análisis de los resultados, que existe una mejora notoria en los rendimientos del proceso de soldadura

Palabras clave: Diseño, máquina de soldar, vigas curvas, productividad.

ABSTRACT

Currently the trend in the industry worldwide is to automate the productive processes to achieve higher yields that allow to be more competitive in the area in which they are developed, all this without losing the quality of the work that is produced. Therefore, the objective of the present study is to design a machine that can weld horizontal curved beams with submerged arc welding (SAW) process, which being an automatic process will allow us to achieve higher yields than other processes commonly used in the industry.

The investigation was descriptive-evaluative. Considering that there is no specific machine for these jobs on the market, the design was based on equipment that fulfill similar functions and thesis work on process automation in the metalworking industry.

It was concluded by analyzing the results, that there is a notable improvement in the performance of the welding process.

Keywords: Design, welding machine, curved beams, productivity

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, se presentó una alta demanda de Proyectos Metalmecánicos, tanto en el sector Minero, Pesquero, Construcción y Transporte, dentro de este último sector hubo una gran demanda de fabricación de Puentes Metálicos en el proyecto de la Carretera Transoceánica.

Con una longitud de 2.592,46 km, este proyecto recorre siete departamentos de la zona sur de Perú (Tacna, Moquegua, Arequipa, Cusco, Apurímac, Puno y Madre de Dios), y se enfrenta a las diversas condiciones geológicas que se registran en la costa, sierra y amazonia de Perú, incluyendo zonas ubicadas hasta más de los 4.000 msnm.

Dada la geografía de nuestro territorio, fue necesario la construcción de Puentes Metálicos y de Concreto para conectar las nuevas vías.

La geometría del diseño de puentes era básicamente de dos tipos: Rectos y Curvo Horizontales. Los primeros tienen un proceso constructivo que se puede automatizar por etapas; en cambio, las vigas curvas de alma llena tienen una fabricación totalmente manual, por lo que, en el desarrollo de la labor se genera un cuello de botella en la soldadura de las vigas, ya que necesariamente deben realizarse en posición de trabajo *-vertical-* y generalmente se usan procesos semi automáticos como GMAW (Gas Metal Arc Welding) y FCAW (Flux Cored Arc Welding) debiendo realizar dos pases como mínimo para alcanzar las dimensiones del cateto indicado en planos, pasando posteriormente a procesos de enderezado.

La presente tesis titulada: “Diseño de una máquina para soldeo de vigas curvas que mejore la productividad en la industria metalmecánica” tiene por objetivo el diseño de una máquina que permita posicionar una viga de hasta 1,5m de peralte y realizar el soldeo de la misma mediante el proceso de arco sumergido (SAW), el cual es un proceso automático, mejorando de esta forma los ratios de soldeo y enderezado para lograr una reducción en los tiempos de fabricación y por ende una mejora de la productividad.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

En los últimos años el país experimento un gran crecimiento económico, lo cual se tradujo en la realización de proyectos de gran envergadura, entre estos la construcción de la carretera interoceánica, que es un eje de conexión vial entre Perú y Brasil que conecta el Océano Pacífico con el Océano Atlántico; esto trajo consigo la necesidad de fabricar puentes para cruzar los diversos ríos y quebradas que se encuentran a lo largo de este proyecto.

Gráfico N° 1.1 Montaje de Puente Chaquimayo



Fuente: Empresa IMECON S.A.

Estos puentes constan de una estructura metálica de vigas de alma llena que deben fabricarse a partir de planchas estructurales, una superficie de concreto asfaltada para tránsito vehicular de doble sentido y una zona de tránsito peatonal con sus respectivas barandas en los extremos.

La estructura metálica está compuesta además de las vigas fabricadas, por atiezos, diafragmas, conectores de corte (stud), zapatas.

La geometría de los puentes tiende a que sean rectos al unir ambos extremos del cauce del río.

El trazado del proyecto, la geografía de la región y la posición de las viviendas cercanas, daba como resultado que el diseño de algunos puentes debía ser curvos.

Esto trae consigo un problema al tratar de soldar las vigas fabricadas, ya que tenía que usarse procesos de soldadura manuales (SMAW, FCAW, GMAW) al no poder automatizar el sistema, convirtiéndose en un “cuello de botella” durante el proceso de fabricación.

Gráfico N° 1.2 Fabricación de Viga de Puente en Taller



Fuente: Taller de empresa IMECON S.A.

Esto ocasiona aumento de horas hombre, horas máquina y atrasaba el siguiente proceso en el que se evalúan las uniones soldadas con pruebas de gammagrafía, ultrasonido, tintes penetrantes y partículas magnéticas según lo exige la norma de diseño AWS D1.5 en el ítem de ensayos no destructivos.

Se trató de desarrollar una secuencia o mecanismo que permita el soldeo eficiente de estas vigas, pero los intentos, en algunos casos fueron

insatisfactorios y en otros no se materializaron, ya sea por los ajustados tiempos de entrega y por no contar con un área de investigación y desarrollo.

Por ende, en el presente trabajo de Tesis pretende diseñar conceptualmente una máquina que permita soldar vigas curvas con un proceso de arco sumergido (SAW).

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema General

1. ¿Cómo diseñar una máquina para el soldeo con proceso SAW de vigas curvas para mejorar de la productividad en la industria metalmeccánica?

1.2.2 Problemas Específicos

1. ¿Cómo seleccionar los componentes del sistema estructural de una máquina que permita el soldeo con proceso SAW de vigas curvas?
2. ¿Cómo calcular y seleccionar los dispositivos hidráulicos que permitan posicionar la viga curva para el soldeo con proceso SAW?
3. ¿Cómo seleccionar los dispositivos eléctricos que permitan el soldeo con proceso SAW de vigas curvas?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

1. Diseñar una máquina que permita soldar vigas curvas con el proceso SAW para mejorar la productividad en la industria metalmeccánica.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Calcular los esfuerzos, mediante software de diseño para seleccionar los componentes del sistema estructural de una máquina que permita soldar con proceso SAW vigas curvas.
2. Calcular y seleccionar los dispositivos hidráulicos necesarios que permitan posicionar la máquina de soldadura de proceso SAW.
3. Seleccionar los dispositivos eléctricos que permita variar la velocidad para el soldeo con proceso SAW de vigas curvas.

1.4 Limitantes de la investigación

A. Limitante Teórica

Al ser un diseño nuevo, no podemos encontrar una guía específica al respecto, por lo que, si enfocamos el proyecto por disciplina estructural, hidráulica y electrónica podemos encontrar textos y referencias adecuadas que nos permitan en su conjunto conformar una secuencia capaz de dar solución y sustento al problema planteado.

B. Limitante Temporal

La principal limitante temporal se encuentra en el desarrollo del modelado del diseño de la máquina, puesto que durante esta etapa se observan las interferencias y correcciones a realizar en el diseño, por ende, es posible ocurran paralizaciones y la disponibilidad para retomar el modelado no es inmediata.

C. Limitante Espacial

La investigación a desarrollar no presenta una limitante espacial ya que no requiere un trabajo en campo.

II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Entre los años 2003 y 2012 en la empresa IMECON se fabricó más de 15 puentes de longitudes de entre 25m a 110m para el proyecto de la carretera Interoceánica siendo alguno es estos de geometría horizontal curvo, los cuales presentaron problemas en las distintas etapas de su fabricación, estos problemas se acrecentaban al llegar al proceso de soldadura, ya que debía obtenerse un cateto de soldadura de 8-12mm dependiendo de los espesores de alma y ala, para esto se soldaban las vigas en posición vertical *–no podían soldarse en posición horizontal por la curvatura de la viga-* usando un proceso semiautomático como FCAW o GMAW, lo cual genera que, para alcanzar el cateto de soldadura indicado en planos, se tenga que realizar dos o tres cordones de soldadura, adicionando a esto la limpieza de cordones entre pases, con lo cual, los tiempos de fabricación se extendían, convirtiendo al proceso de soldadura en ruta crítica de la fabricación.

En cambio, con las vigas rectas se usaba un proceso de soldadura automático SAW, el cual podía alcanzar el cateto de soldadura indicado en planos con un solo pase y una rápida limpieza de la escoria generada.

Gráfico N° 2.3 Soldeo de Viga Horizontal



Fuente: Taller de empresa IMECON S.A.

2.1.1 Tesis internacionales:

- **Reyes Jiménez, Gustavo** (2010). *“Cálculo y Selección de equipo hidráulico para máquina de compactación de material reciclable como papel, cartón, plástico y aluminio”* (Tesis de Grado, Instituto Politécnico Nacional – México).

El autor indica una secuencia probada de cálculo de sistema hidráulico usando tablas y ecuaciones según norma DIN 24334 y DIN 2413. Brindando, además, un alcance de materiales a usar para el cilindro y vástago de los pistones hidráulicos. El autor de este trabajo de investigación concluye: “Los sistemas hidráulicos ofrecen una gran cantidad de beneficios tales como su flexibilidad de rangos de potencia lo cual podemos traducir en la gran diversidad de procesos industriales en los que pueden emplearse”.

Respecto al presente estudio, se utilizó la secuencia de cálculo de pistones y vástagos para cilindros neumáticos.

- **Sanyour Mayorga, María** (2013) *“Diseño de Conexiones Soldadas y apernadas en Estructuras de Acero”*. (Tesis de Grado, Universidad de Santiago).

El autor muestra una guía para el diseño de uniones soldadas, empernadas y los grados de restricción según la norma AISC y la norma Técnica Chilena.

Respecto al presente estudio, se utilizarán las tablas de perfiles de acero para la selección de vigas y tubos cuadrados, las cuales, a su vez, son extraídas del Manual Steel Construction.

- **Basuri Fernandez, Marco / Bolaños Naranjo, Luis** (2016) *“Diseño y Simulación de una Máquina Armadora y Enderezadora de Perfiles I de Acero”* (Tesis de Grado, Escuela Politécnica Nacional – Ecuador).

Los autores realizaron un diseño conceptual de una máquina de armado y enderezado de vigas, usando sistemas hidráulicos. Este diseño contiene un cálculo del sistema estructural e hidráulico, que posteriormente es simulado y comprobado.

Respecto al presente estudio, se usó la forma de diseñar basada en las condiciones de trabajo, y la simulación de esfuerzos para determinar cada uno de los componentes del sistema estructural la máquina.

2.1.2 Tesis Nacionales:

- **Tenorio Quispe, Ronal (2014)** “*Diseño y simulación de una máquina pelletizadora de fertilizantes de cloruro de potasio de 500kg/h. Proyecto Bayovar Piura*”. (Tesis de Grado, Universidad Nacional del Callao – Perú).

El autor utiliza el software CAE ANSYS para el diseño conceptual por elementos finitos de su máquina pelletizadora, obteniendo buenos resultados según se observa en la simulación final del diseño.

Concluyendo que: “El uso adecuado de herramientas teóricas y tecnológicas modernas CAD/CAE en el desarrollo de procesos de diseño mecánicos, permite optimizar los diseños antes de su fabricación”.

Respecto al presente estudio, se utilizó un programa de diseño mecánico basado en elementos finitos como lo es el Autodesk Inventor, el cual, es muy usado en el industrial para el diseño de componentes mecánicos.

- **Quispe Ccachuco, Marcelo Jaime (2011)** “*Implementación del control de velocidad y diseño mecánico del sistema posicionador de soldadura MIG-MAG*”. (Tesis de Grado, Universidad Nacional de Ingeniería – Lima – Perú).

La tesis indica una secuencia de cálculo para el tren de engranajes que permita obtener una velocidad de avance adecuada para el sistema MIG-MAG planteado.

Respecto al presente estudio, la selección del variador de velocidad para el avance del pórtico de soporte de la máquina de soldar, se realizó tomando en cuenta las consideraciones prácticas obtenidas en la tesis referida.

- **Quispe Salas, Héctor (2008)** *“Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia Hidráulica de un Alimentador de Mineral de 150HP”*. (Tesis de Grado, Universidad Nacional de Ingeniería – Perú). El autor presenta un modelo de cálculo de elementos hidráulicos, como cilindros, pistones y accesorios requeridos en la elaboración del sistema de transmisión, de un equipo ya existente.

Respecto al presente estudio, se tomaron en cuenta las recomendaciones de cálculo, que funcionaron en un equipo que está operativo y con mejoras en su sistema.

- **Gomez Alvarado, Luz Belén (2016)** *“Estudio de las variables que intervienen en el proceso de elaboración de un resorte de compresión que permita optimizar la etapa de ajuste”*. (Tesis de Maestría en Ingeniería Industrial y Manufactura, Centro de Innovación Aplicada en Tecnologías Competitivas CIATEC – México). El autor durante un periodo de tres años, y mediante un análisis estadístico, investiga los procesos de fabricación de resortes, menciona las variables de diseño en la fabricación de resortes de compresión y también materiales más requeridos.

Respecto al presente estudio, se emplearán los modelos de cálculo para resortes de compresión y se cruzara la información de los materiales usados con los sugeridos en los libros de texto.

2.2 Bases Teóricas

Las teorías aplicadas en la presente tesis están dirigidas al cálculo de la estructura soporte de la máquina de soldar, los pistones hidráulicos de los brazos y el tablero eléctrico de accionamiento del equipo.

De lo anteriormente mencionado podemos citar los siguientes fundamentos para el diseño:

2.2.1 Teoría de Fallas

Está orientada a determinar si algún elemento del diseño de una máquina puede fracturarse y separarse en dos o más piezas; se ha distorsionado permanentemente; se ha degradado su confiabilidad o se ha comprometido su función por cualquier razón¹.

El material que compone una estructura podemos clasificarlo a grandes rasgos como dúctil o frágil.

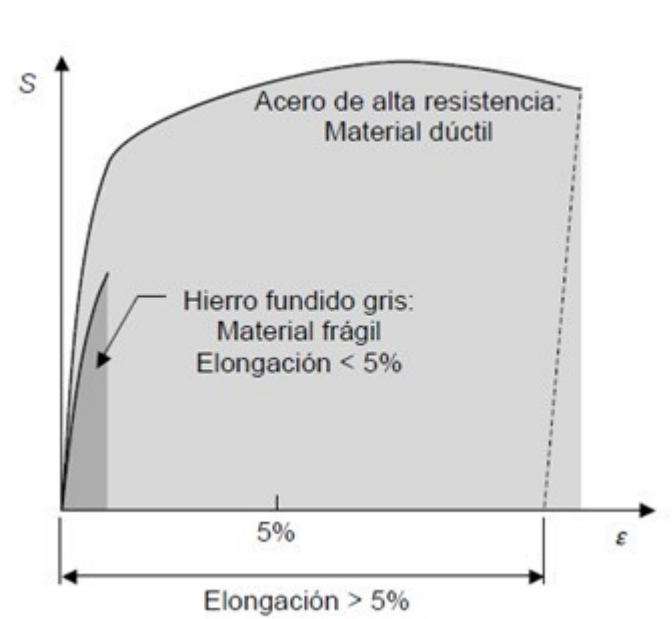
Se puede considerar que un material es dúctil cuando su elongación a la fractura es menor al 5% ($\epsilon_f < 0.05$) y cuando tienen una resistencia a la fluencia identificable que es la misma en

¹ Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México D.F: Mc Graw Hill.

compresión que en tensión ($S_{yt} = S_{yc} = S_y$) algunos materiales dúctiles son los aceros de bajo y medio contenido de carbono.

Un material frágil puede tener el mismo valor de elongación que un material dúctil ($\epsilon_f < 0.05$) por lo que típicamente se clasifican por las resistencias últimas a la tensión y compresión, S_{ut} y S_{uc} , donde S_{uc} es una cantidad positiva. Algunos materiales frágiles son el hierro fundido gris, el vidrio, el concreto y la madera.

Gráfico N° 2.4 Diagrama esfuerzo - deformación



Fuente: (Vanegas Useche, 2018)

Es recomendable analizar los materiales de diseño tanto por fluencia como por fractura, para este fin las teorías más aceptadas son:

Materiales Dúctiles (criterios de fluencia)

- Esfuerzo cortante máximo (ECM).
- Energía de distorsión (ED).

- Mohr-Coulomb para materiales dúctiles (CMD).

Materiales Frágiles (criterios de fractura)

- Esfuerzo normal máximo (ENM).
- Mohr-Coulomb para materiales frágiles (CMF).
- Mohr modificada (MM).

2.2.2 Esfuerzo cortante máximo (ECM)

También conocido como teoría de Tresca² o Guest, la cual nos menciona que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala el esfuerzo cortante máximo de una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esta pieza empieza a fluir³.

Para propósitos de diseño el esfuerzo cortante máximo será:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2 \times n}$$

S_y : resistencia a la fluencia.

n : factor de seguridad.

2.2.3 Teoría de la Energía de la distorsión

También llamado como esfuerzo Von Mises, de acuerdo a este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en

² Henry Tresca (1814 – 1885) fue un ingeniero mecánico francés cuya investigación dio lugar a la teoría de la Tensión Tangencial Máxima.

³ Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México D.F: Mc Graw Hill.

alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral:

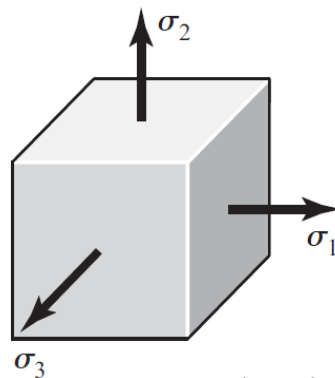
$$e_{dist} \geq \frac{\sigma_y^2}{2 \times E}$$

En términos de tensiones este criterio puede escribirse sencillamente en términos de la llamada tensión de von Mises como:

$$\sigma_{YM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \geq \sigma_y$$

Donde: $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, son las tensiones principales en el punto considerado.

Gráfico N° 2.5 Esfuerzos Triaxiales



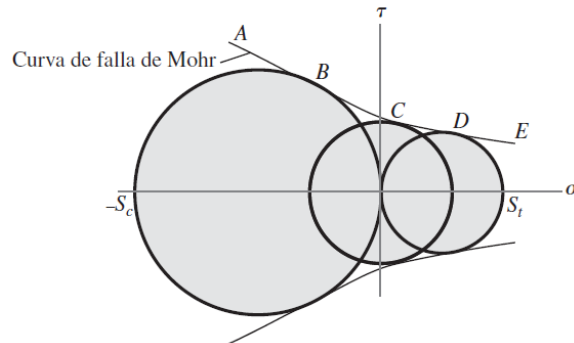
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

2.2.4 Teoría Mohr-Coulomb para materiales dúctiles

Teniendo en cuenta que esta teoría se desarrolla inicialmente por Mohr en los años 1900 los datos se basan en resultados experimentales de tensión, compresión y cortante con el objetivo

de elaborar tres círculos a fin de obtener una envolvente de falla que no necesariamente es una recta.

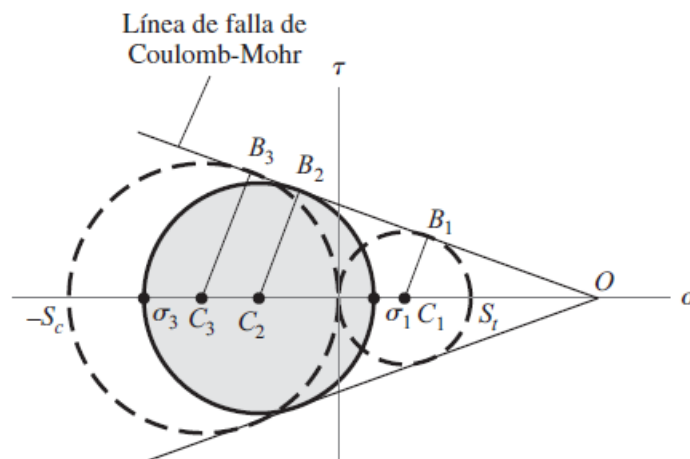
Gráfico N° 2.6 Tres Círculos de Mohr



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

La teoría de Mohr-Coulomb es una variante de los círculos de Mohr, supone que la frontera BCD del Gráfico N° 6 es recta, de esta forma el gráfico modificado sería:

Gráfico N° 2.7 Círculo de Mohr - Coulomb



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

Para ecuaciones de diseño, se incorpora el factor de seguridad n que divide a todas las resistencias.

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n}$$

2.2.5 Ley de Hooke

Describe fenómenos elásticos como los producidos en un resorte, según Petroski H. (1996) lo que descubrió Hooke fue que, “hasta un límite, cada objeto se extiende en proporción a la fuerza aplicada en él, por el contrario, cuanto más se estira algo elástico, más resistencia ofrecerá a ser estirada” (Ramos Castiblanco, 2013, p.14).

De lo cual se tiene la siguiente expresión:

$$F = k \times \delta$$

Donde:

F : fuerza aplicada al resorte.

K : constante de proporcionalidad del resorte.

δ : variación de longitud del resorte

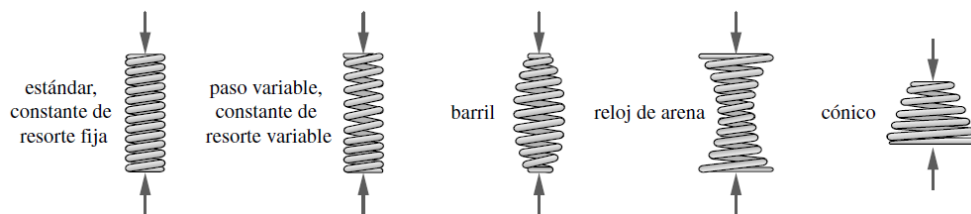
a) Tipos y Configuración de resortes

- **Resortes Helicoidales de compresión:** Proporcionan fuerza de empuje y gran capacidad de deflexión. En su forma estándar tienen un diámetro y paso⁴ constante, son los más comunes y comerciales; también tenemos de paso variable, las formas de

⁴ Paso es la distancia entre dos puntos equivalentes de dos espiras consecutivas. (Vanegas Useche, 2018, p.419)

barril y reloj de arena se emplean para cambiar la forma natural del resorte de forma estándar, los de tipo cónico tienen como principal ventaja deformarse hasta una altura igual al diámetro del alambre.

Gráfico N° 2.8 Resortes Helicoidales de Compresión



Fuente: (Norton, Diseño de Máquinas un enfoque integrado, 2011)

- **Resortes Helicoidales de Extensión:** Diseñados para soportar cargas de tracción, tienen un intervalo amplio de carga y deflexión, se fabrican de alambre redondo o rectangular, constante de resorte fija.

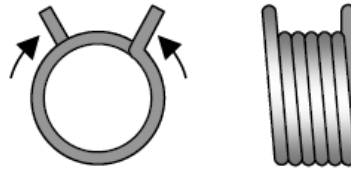
Gráfico N° 2.9 Resorte Helicoidal a Tracción



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

- **Resortes de torsión:** Al aplicar un par de fuerza el resorte se deforma y su diámetro se reduce, su constante es fija.

Gráfico N° 2.10 Resorte de Torsión



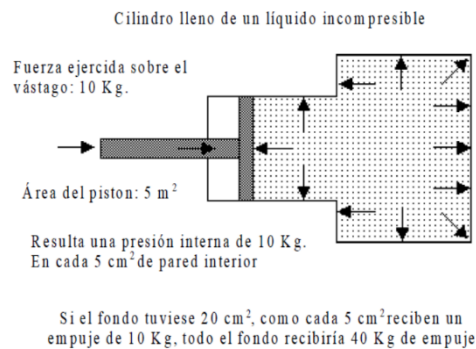
Fuente: (Vanegas Useche, 2018)

- **Otros tipos de resorte:** Tenemos resortes de arandelas que usan un espacio radial limitado; resorte tipo voluta que amortigua la fricción de modo inherente y tiene un efecto amortiguador; resorte de viga que tiene un intervalo de deflexión pequeño en forma de voladizo o simplemente apoyado.

2.2.6 Principio de Pascal

Básicamente este enunciado dice que la presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independientemente de la dirección.

Gráfico N° 2.11 Principio de Pascal



Fuente: (Barraco Serra, 1998)

Partiendo de este principio podemos llegar a un dispositivo de equilibrio hidráulico, en el cual se puede comprobar que una pequeña fuerza F_1 es ejercida sobre un embolo pequeño de área A_1 el cual produce una presión de:

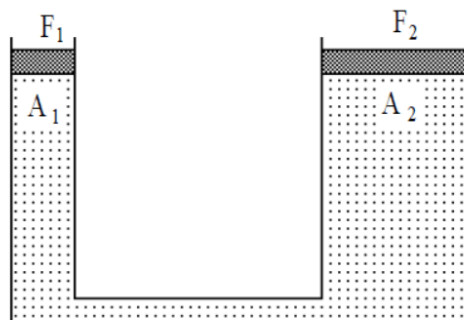
$$P = F_1 / A_1$$

Esta presión es constante a lo largo de su recorrido y se transmite hasta otro émbolo de mayor dimensión A_2 , puesto que el sistema esta en equilibrio tenemos:

$$P = F_1 / A_1 = F_2 / A_2$$

$$F_2 = (A_2 / A_1) \times F_1$$

Gráfico N° 2.12 Equilibrio Hidráulico



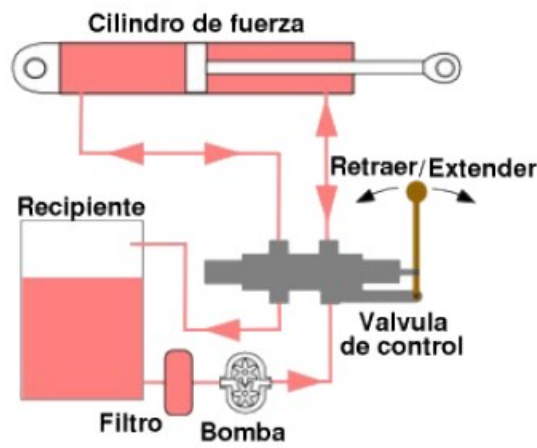
Fuente: (Barraco Serra, 1998)

2.2.7 Hidráulica

Podemos definirla como el medio de transmitir energía aplicando presión a un líquido confinado. Un sistema hidráulico consta de un componente de entrada que sería un motor y uno de salida que sería el actuador.

El motor proporciona una determinada energía mecánica a una bomba, y está, según la energía que recibe, transmite energía hidráulica, la que se transfiere bajo forma de caudal y presión, posteriormente el pistón vuelve a transformarla en energía mecánica necesaria para realizar un trabajo.

Gráfico N° 2.13 Sistema oleohidráulico básico



Fuente: <https://montevideo.gub.uy/sites/default/files/biblioteca/5circuitoshidraulicos.pdf>

2.2.8 Teoría de la Elasticidad

La teoría de la elasticidad está basada en una serie de conceptos básicos que, interrelacionados entre sí, derivan en ecuaciones diferenciales que una vez integradas, considerando las condiciones iniciales y de contorno, proporcionan las funciones que definen las magnitudes representativas del comportamiento de la estructura.

Entre los principales conceptos que forman esta teoría tenemos:

- **Ecuaciones diferenciales de equilibrio:** La fuerza por unidad de superficie de un cuerpo cualquier está sometida a un esfuerzo

normal y un esfuerzo cortante descompuesto en dos fuerzas sobre la superficie de estudio.

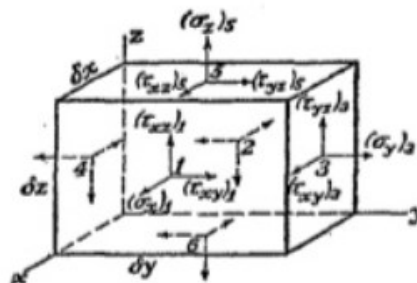
De tal forma, según lo observado en el gráfico N°14, las ecuaciones diferenciales de equilibrio son:

$$\frac{\delta\sigma_x}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{xy}}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{xz}}{\delta z} + X = 0$$

$$\frac{\delta\sigma_y}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{xy}}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{yz}}{\delta z} + Y = 0$$

$$\frac{\delta\sigma_z}{\delta z} + \frac{\delta\tau_{xz}}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{yz}}{\delta y} + Z = 0$$

Gráfico N° 2.14 Ecuaciones diferenciales de equilibrio generales



Fuente: (Timoshenko & Goodier, 1975)

- **Condiciones de compatibilidad:** Si las fuerzas exteriores permitieran satisfacer las condiciones de equilibrio conjuntamente con las condiciones de límite mediante unos componentes de tensión que fuesen constantes o funciones lineales de las coordenadas, las ecuaciones de compatibilidad quedarían idénticamente satisfechas.

- **Principio de Superposición:** La solución de un problema relativo a un cuerpo elástico dado, limitado por una superficie conocida y sometido a unas determinadas fuerzas másicas, exige la determinación de los componentes de la tensión, o de los desplazamientos, que satisfagan las ecuaciones diferenciales y las condiciones de contorno.
- **Teorema de Reciprocidad:** Podemos resumirlo comparando dos estados tensionales diferentes, el trabajo realizado por las fuerzas del primer estado al actuar sobre los desplazamientos del segundo es igual al trabajo de las fuerzas del segundo sobre los desplazamientos del primero. Este enunciado puede ser extendido fácilmente a cuerpos en movimiento o vibración.

2.3 Conceptual

2.3.1 Acero estructural

Incluyen un gran número de aceros que, debido a su economía, resistencia, ductilidad y otras propiedades son apropiadas para miembros que se cargan en una gran variedad de estructuras. Los perfiles y láminas de acero que se destinan para su uso se sujetan en general a las especificaciones de la ASTM⁵, que suministra la calidad del acero de acuerdo a los requerimientos del ASTM A6. (Escalante Cervera, 2003)

⁵ ASTM (American Society for Testing and Materials)

Entre las principales propiedades de los aceros estructurales para aplicaciones de diseño tenemos:

- **Módulo de Elasticidad (E):** Es la medida de rigidez del material en el dominio elástico, es la pendiente en el diagrama esfuerzo-deformación.

$$E = \frac{f}{\varepsilon} = \frac{\text{deformación}}{\text{esfuerzo}}$$

Para aceros a efectos de diseño se tomará el valor de:

$$E = 29\,000 \text{ k/pulg-} \text{ ó } 200\,000 \text{ Mpa}$$

- **Módulo de Rigidez (G):** También llamado módulo de elasticidad por cortante, es la razón entre el módulo de elasticidad y la deformación unitaria cortante dentro del límite elástico.

$$G = \frac{E}{2 \times (1 + \mu)}$$

Donde μ es el coeficiente de Poisson que se considera $\mu=0.3$ para el acero estructural, por lo que, G varía entre 11 000 – 12 000 ksi, para efectos de diseño se tiene que:

$$G = 11\,000 \text{ k/pulg-} \text{ ó } 77\,000 \text{ Mpa.}$$

- **Resistencia a la fluencia (F_u):** Es el esfuerzo que deja al material con una deformación permanentemente establecida. (por lo regular 0.2%).
- **Esfuerzo de Fluencia (F_y):** Es el esfuerzo máximo que puede soportar un material antes de deformarse de forma permanente.

Actualmente los aceros estructurales están disponibles con esfuerzos de fluencia de 32 ksi a 150 ksi.

Los esfuerzos característicos de estos aceros, como el límite proporcional, esfuerzo de fluencia y esfuerzo último para pruebas de compresión tienen aproximadamente los mismos valores que para pruebas de tensión.

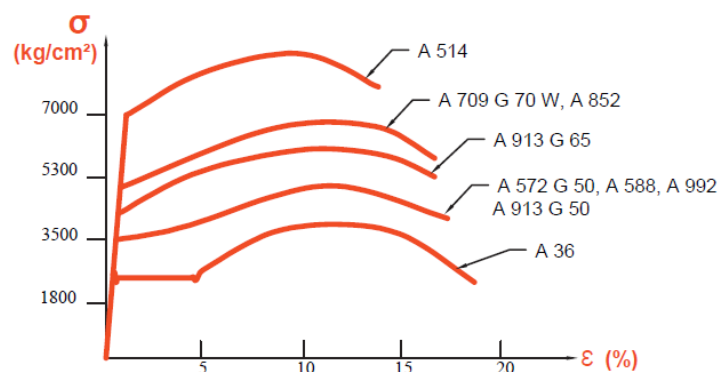
- **Otras propiedades:** Podemos mencionar la densidad de masa del acero que es 490 lbs/pie³, por lo general se acepta la gravedad específica del acero como 7.85 kg/m³.

Tabla 2.1
Esfuerzo de Fluencia en Aceros Estructurales Comerciales

Denominación para ASTM	F _y		F _u		Observaciones
	kip/pulg ²	MPa	kip/pulg ²	MPa	
A36	36	250	58	400	
A572 Grado 50	50	345	65	450	Para uso en planchas y perfiles
A709 Grado 50	50	345	65	450	
A992	50	345	65	450	Para uso en perfiles

Fuente: Elaboración propia

Gráfico N° 2.15 Diagrama Esfuerzo - Deformación de diversos aceros



Fuente: (Gerdau Corsa, 2019)

2.3.2 Esfuerzos en los elementos de una estructura

- **Carga Axial:** “La fuerza por unidad de área, o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada, se llama esfuerzo y se representa por la letra griega σ (sigma)” (Beer, Johnston, DeWolf, & Mazurek, 2017, p.6).

$$\sigma = \frac{P}{A} \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

Tendrá un signo positivo (+) para la tensión y un signo negativo (-) para la compresión.

- **Esfuerzo Cortante:** Es un esfuerzo interno resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal ejercidas por algún cuerpo externo, su símbolo es la letra griega τ (tau).

$$\tau_{prom} = \frac{P}{A} \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

- **Factor de seguridad:** Para evitar que pueda ocurrir una falla estructural, se requiere que las cargas que puede soportar una estructura sean mayores que las cargas a las que será sometida, dado este principio tenemos:

$$\text{Factor de seguridad } (n) = \frac{\text{Resistencia verdadera}}{\text{Resistencia requerida}}$$

- **Esfuerzo permisible en tensión y cortante:** Cuando se desea que el material permanezca en el límite elástico lineal para evitar deformaciones, podemos establecer el factor de seguridad

respecto al esfuerzo de fluencia dando como resultado un esfuerzo permisible ya sea para la tensión o el cortante.

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{n_1}$$

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_y}{n_2}$$

Donde:

σ_{perm} = esfuerzo permisible de tensión

τ_{perm} = esfuerzo permisible en cortante

Un esfuerzo permisible referido al esfuerzo último es aplicable generalmente para materiales frágiles.

2.3.3 Esfuerzos en Vigas

- **Esfuerzo de flexión:** Este esfuerzo es directamente proporcional al momento flexionante M e inversamente proporcional al momento de inercia I de la sección transversal. Los esfuerzos serán positivos en tensión y negativos en compresión.

$$\sigma_x = -\frac{M \times y}{I}$$

Donde:

M : momento flexionante.

I : momento de inercia

Si la sección transversal de la viga es simétrica respecto a los ejes Z e Y, entonces los esfuerzos máximos de tensión y compresión son numéricamente iguales, por lo que:

$$\sigma_1 = -\sigma_2 = -\frac{M \times c}{I} = -\frac{M}{S}$$

Donde:

S : Módulo de sección.

c : distancia la eje neutro

- **Esfuerzo Cortante:** Es la fuerza que actúa sobre la sección transversal de una viga, en general podemos utilizar la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{V \times Q}{I \times b}$$

Donde:

V : fuerza cortante.

Q : momento estático de la sección transversal.

b : ancho de la viga

2.3.4 Columnas de acero estructural

Entendiendo que como columna podemos optar por usar una viga, tubo cuadrado, canal C o cualquier otra combinación de perfiles que cumpla con este propósito, se detallará a continuación los

conceptos prácticos para el cálculo de columnas de acero estructural.

La primera relación a tener en cuenta es la de carga permisible (P_{perm}) y esfuerzo permisible (σ_{perm}) por el área de la sección transversal (A) donde se aplica esta carga, dado esto tendríamos lo siguiente:

$$P_{perm} = \sigma_{perm} \times A$$

Otro concepto importante a tener en cuenta es la relación de esbeltez (L/r), que es una razón adimensional:

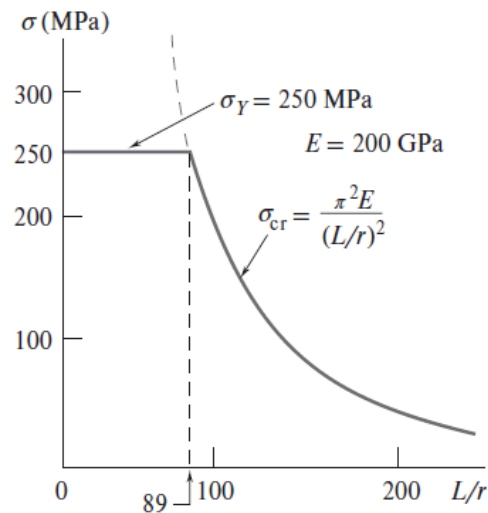
Para el cálculo de diseño es importante el uso de la relación de esbeltez crítica:

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_{cr} = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{\sigma_y}}$$

Si la relación de esbeltez L/r es grande, el esfuerzo máximo se basa en la carga de Euler:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\pi^2 \times E}{(K \times L/r)^2}$$

Gráfico N° 2.16 Esfuerzo Crítico para el Acero Estructural



Fuente: (Beer, Johnston, DeWolf, & Mazurek, 2017)

En condiciones habituales, suponemos que el límite proporcional del acero es igual al esfuerzo de fluencia σ_y ; para secciones de patín ancho, el límite proporcional se alcanza cuando el esfuerzo axial $\sigma_{m\acute{a}x}$ debido a la carga de compresión es igual a la mitad del esfuerzo de fluencia.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.5 \times \sigma_y$$

Si sustituimos el valor de la esbeltez crítica en la ecuación de carga de Euler y a su vez la dividimos entre el esfuerzo de fluencia σ_y tenemos dos casos posibles:

$$\text{Si: } \frac{K \times L}{r} \geq \left(\frac{K \times L}{r}\right)_{cr} \rightarrow \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_y} = \frac{\pi^2 \times E}{\sigma_y \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)^2} = \frac{\left(\frac{K \times L}{r}\right)_{cr}^2}{2 \times \left(\frac{K \times L}{r}\right)^2}$$

Para el caso inelástico:

$$\text{Si: } \frac{K \times L}{r} \leq \left(\frac{K \times L}{r} \right)_{cr} \rightarrow \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_y} = 1 - \frac{\left(\frac{K \times L}{r} \right)^2}{2 \times \left(\frac{K \times L}{r} \right)_{cr}^2}$$

2.3.5 Diseño de resortes

La primera elección en el diseño de un resorte de helicoidal de compresión es el tipo de extremos de los resortes, definido esto podemos obtener el número de espiras, longitud y paso del resorte como se puede observar en la Tabla N°02, tener en cuenta que luego del cálculo no siempre los números serán enteros.

Tabla 2.2
Tipos de Extremos en Resortes Helicoidales de Compresión

Término	Tipos de extremos y resortes			
	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra o cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_o	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(L_o - d)N_a$	$L_o(N_a + 1)$	$(L_o - 3d)N_a$	$(L_o - 2d)N_a$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, p.499)

El tipo de extremo más utilizado es el de escuadra y esmerilado, así mismo, los resortes helicoidales pueden experimentar alabeo cuando la deflexión sea muy grande, y esta estará definida por la ecuación:

$$y_{cr} = L_0 \times C'_1 \times \left[1 - \left(1 - \frac{C'_2}{\lambda_{eff}^2} \right)^2 \right]$$

Donde λ_{eff} es la relación de esbeltez y está definida por:

$$\lambda_{eff} = \frac{\alpha \times L_0}{D}$$

C'_1 y C'_2 son constantes elásticas y se definen como:

$$C'_1 = \frac{E}{2 \times (E - G)}$$

$$C'_2 = \frac{2 \times \pi^2 \times (E - G)}{2 \times G + E}$$

Cuando el término C'_2 / λ_{eff}^2 es mayor que la unidad, se produce la condición de estabilidad absoluta:

$$L_0 < \frac{\pi \times D}{\alpha} \times \left[\frac{2 \times (E - G)}{2 \times G + E} \right]^{1/2}$$

Donde los valores de E , G y α los obtener de las siguientes Tablas:

Tabla 2.3
Valor de Constante Alfa

Condición de extremo	Constante α
Resorte apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)	0.5
Un extremo apoyado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (fijo); el otro extremo como pivote (articulado)	0.707
Ambos extremos con pivote (articulados)	1
Un extremo sujeto, el otro libre	2

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, p.500)

Tabla 2.4
Propiedades Mecánicas de algunos Alambres para Resorte

Material	Límite elástico, porcentaje de Sut, tensión, torsión		Diámetro d, pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo-Vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo-Silicio A401	85-93	62-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero Inoxidable A313*	65-75	45-55		28	193.0	10.0	69.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, p)

*Incluye los aceros 302, 304 y 316

Una característica importante al evaluar el material de un resorte es la tensión, si graficamos la tensión contra el diámetro del alambre obtendríamos casi una recta, como resultado tendríamos la siguiente ecuación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Donde "A" es el punto de intersección de la recta, tiene por unidades [MPa x mm^m] cuando d se mide en [mm]; y "m" es la pendiente de la recta. Estos valores de las constantes los podemos obtener de la siguiente tabla:

Tabla 2.5
Constantes A y m para Tensión Mínima en Resortes

Material	ASTM	Exponente m	Diámetro, mm	A, Mpa*mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano	A228	0.145	0.10-6.5	2211	2.6
Alambre T y R en aceite	A229	0.187	0.50-12.7	1855	1.3
Alambre estirado duro	A227	0.190	0.70-12.7	1783	1.0
Alambre al cromo-vanadio	A232	0.168	0.80-11.1	2005	3.1
Alambre al cromo-silicio	A401	0.108	1.60-9.5	1974	4.0
Alambre inoxidable 302	A313	0.146	0.30-2.5	1867	7.6-11
		0.263	2.50-5.0	2065	8.0
		0.478	5.00-10.0	2911	8.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

Podemos hacer uso de la teoría de la energía de la distorsión para determinar el esfuerzo a la fluencia a la torsión.

Este análisis propone para los aceros el intervalo:

$$0.35 S_{ut} \leq S_{xy} \leq 0.52 S_{ut}$$

Se puede estimar el valor del esfuerzo torsional máximo permisible para la aplicación estática y de la remoción de la deformación.

Tabla 2.6
Porcentaje Máximo de Resistencia a la Tensión

Material	Porcentaje máximo de la resistencia a la tensión	
	Antes de la remoción de la deformación. (incluye K_w o K_B)	Después de la remoción de la deformación. (incluye K_S).
Alambre de piano y acero al carbono estirado al frío	45	60-70

Acero al carbono templado y revenido y acero de baja aleación.	50	65-75
Aceros inoxidable austeníticos	35	55-65
Aleaciones no ferrosas	35	55-65

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

2.3.6 Resortes helicoidales de compresión para servicio estático

Independientemente de las propiedades y relaciones del material que se escoja, se recomienda las siguientes condiciones de diseño:

$$4 \leq C \leq 12$$

$$3 \leq N_a \leq 15$$

$$\varepsilon \geq 0.15$$

$$n_s \geq 12$$

Donde n_s es el factor de seguridad, C la relación entre diámetro medio y diámetro del alambre y ξ el rebase fraccional al cierre.

Se debe considerar que la fuerza de operación máxima debe estar limitada a $F_{m\acute{a}x} \leq 7/8 F_s$, introduciendo el factor ξ , tenemos:

$$F_s = (1 + \varepsilon) \times F_{m\acute{a}x}$$

Otra variable a considerar es el costo del alambre, en especial si se piensa en una fabricación masiva, el cual se puede calcular con la ecuación:

$$cdm = -(\text{costo relativo del material}) \times \frac{\gamma \times \pi^2 \times d^2 \times N_t \times D}{4}$$

Al comparar entre aceros puede omitirse el peso específico γ .

2.3.7 Tecnología CAD⁶/CAE⁷

El CAD es una técnica de análisis, una manera de crear un comportamiento de un producto aun antes de ser construido (Rojas Lazo & Rojas Rojas, 2006). Entre las ventajas que podemos mencionar de un software CAD tenemos (Tenorio Quispe, 2014):

- Menores costos de desarrollo de productos al acelerar el proceso de diseño.
- Una mejor visualización del producto final, subconjuntos y componentes, así como la documentación del diseño que incluye geometrías, dimensiones, lista de materiales, etc.
- Ofrece una mayor precisión, por lo que los errores se reducen.
- Ofrece fácil reutilización de los datos de diseño y las mejores prácticas.

El CAE simula bajo condiciones aparentemente reales el efecto de variables sobre el elemento diseñado, a fin de encontrar el diseño apropiado que permita solucionar el problema planteado.

Entre las principales ventajas de su uso tenemos:

- Los diseños pueden ser evaluados y modificados a fin de minimizar los costos de producción.

⁶ CAD (*Computer Aided Design*) Diseño asistido por computadora

⁷ CAE (*Computer Aided Engineering*) Diseño asistido por computadora

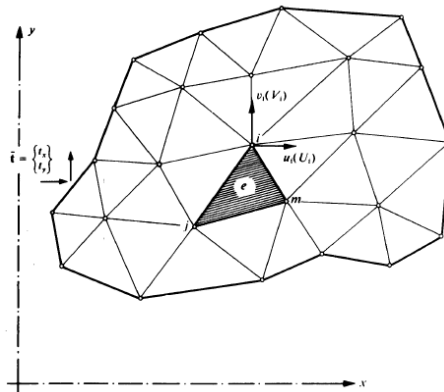
- Ayuda a los equipos de ingeniería a gestionar el riesgo y comprender las implicaciones del rendimiento de sus diseños.
- Amplía la capacidad para aprovechar eficazmente las ideas de rendimiento y mejorar los diseños para una comunidad más amplia. (Quispe Salas, 2008)

Los softwares de CAE se basan en el análisis por Elementos Finitos (FEA⁸), este proceso lo podemos describir de forma generalizada como sigue:

- Se divide el medio continuo en elementos. (triángulos, tetraedros, hexaedros, etc).
- Estos elementos segmentados están unidos por nudos, cuyos corrimientos constituyen las incógnitas del problema.
- Se definen las funciones que determinan el campo de corrimientos de cada elemento a partir de los campos nodales.

⁸ FEA (Finite Element Analysis) Análisis por elementos finitos

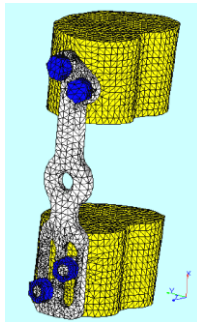
Gráfico N° 2.17 División de Medio Continuo y Campos Nodales



Fuente: (Zienkiewicz & Taylor, 1994)

- A partir de los corrimientos, deformaciones y propiedades elásticas se determina el campo de esfuerzo de cada elemento.
- Se calculan las fuerzas nodales que equilibran cada elemento.

Gráfico N° 2.18 Enmallado de modelo de pieza mecánica



Fuente: (Alvarez Sanchez, 2003, p.81)

En el análisis de los esfuerzos de la estructura soporte de la máquina de soldar se usará el software Autodesk Inventor en su versión profesional la cual realiza el modelado paramétrico de los componentes y mediante el uso del método de elementos finitos

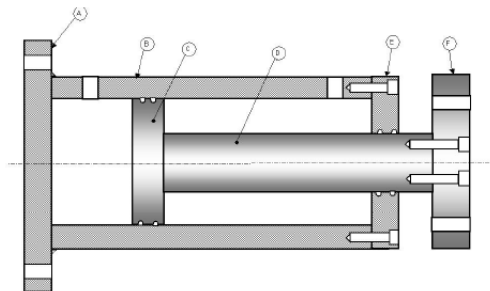
nos ofrecerá un alcance preciso del comportamiento de los materiales en los puntos críticos de diseño.

2.3.8 Cilindros Oleohidráulicos

El diseño de la estructura soporte de la máquina de soldar requiere de dos cilindros hidráulicos iguales que articularán el brazo sobre el cual está unido el equipo de soldar.

Para el cálculo de estos cilindros se seguirá la siguiente secuencia de cálculo para elegir el modelo adecuado de los catálogos existentes de los diversos proveedores de estos equipos.

Gráfico N° 2.19 Esquema Básico de Pistón



Fuente: (Santos De la Cruz, Rojas Lazo, Yenque Dedios, & Lavado Soto, 2014, p.16)

- Se deberá establecer la fuerza máxima a la que estará sometido el pistón. Se obtiene de un diagrama de cuerpo libre de la carga de trabajo.
- Posteriormente se calcula el diámetro mínimo del vástago basándonos en la ecuación de carga crítica de pandeo de Euler:

$$F_{pandeo} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_p^2 \times C.S}$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad del acero.

C.S: Factor de seguridad.

Lp: longitud libre al pandeo, que depende del tipo de fijación.

I: Momento de inercia. ($\pi d^4/4$)

- Reemplazando valores tendríamos como única incógnita el valor del diámetro:

$$d_{vástago} = \sqrt[4]{\frac{64 \times F_{pandeo} \times L_p^2 \times C.S}{\pi^3 \times E}}$$

El valor mínimo requerido por un cilindro hidráulico, para trabajar en condiciones de fuerza requerida y según las propiedades del material, se obtiene de un valor de presión interior. (Santos De la Cruz, Rojas Lazo, Yenque Dedios, & Lavado Soto, 2014)

- Con los datos de F_{pandeo} y $d_{vástago}$ podemos hallar la presión, mediante:

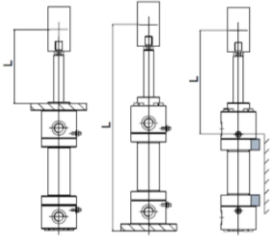
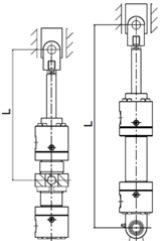
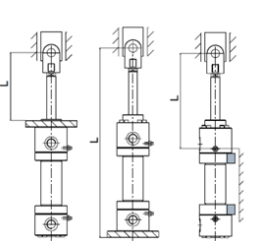
$$P = \frac{4 \times F}{\pi \times d^2}$$

- Calculamos el diámetro del émbolo:

$$D_{pistón} = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times P} + d^2}$$

- Luego de los cálculos realizados podemos entrar a revisar los catálogos de proveedores de cilindros hidráulicos y seleccionar el equipo adecuado a nuestra necesidad.

Tabla 2.7
Solicitaciones de Euler

	Caso I	Caso II	Caso III
Condiciones	Un extremo libre, un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado, un extremo fijo
Situación de montaje			
Longitud de pandeo	$L_p = 2L$	$L_p = L$	$L_p = 0.7L$

Fuente: Elaboración propia

2.4 Definición de términos básicos

- **Esfuerzo:** Es la fuerza por unidad de área, por lo general, se distribuye como una función que continuamente dentro del continuo del material.
- **Esfuerzo normal:** Es el que actúa perpendicularmente al área de estudio, si tiende hacia fuera del área se llamará esfuerzo normal de tensión y si fuese en dirección hacia dentro se denomina esfuerzo normal de compresión.
- **Esfuerzo cortante:** Actúa en dirección paralela a la superficie de estudio.
- **Deformación unitaria:** Relacionada con la ley de Hooke, actúa en la zona elástica de la mayoría de los materiales.

- **Vigas:** Perfil laminado de común uso en la industria de la construcción metalmecánica, existe en diversos tipos (W, S, I) y hasta pueden ser fabricadas de acuerdo a la necesidad del proyecto.
- **Momento de Inercia:** Es la medida de la inercia rotacional de un cuerpo.
- **Concentración de esfuerzo:** Al analizar un elemento de máquina real, nos damos cuenta que tiene secciones transversales variables, a su vez, en algunas de estas secciones confluyen más esfuerzos, generándose en pequeñas áreas, concentraciones de esfuerzos.
- **Elementos Finitos:** Método basado en la teoría de la elasticidad que mediante el uso de ordenadores puede analizar y mostrar los esfuerzos resultantes en diversas secciones de la estructura analizada.
- **Tensión de Von Mises:** Es una magnitud física proporcional a la energía de la distorsión; en el cálculo estructural se usa en las teorías de fallo para el diseño en materiales dúctiles.
- **Resorte Helicoidal de compresión:** Son el tipo de resorte más comunes en la industria, están sometidos a un esfuerzo cortante de torsión y a un esfuerzo cortante transversal.
- **Carga estática en resortes de compresión:** Condición de diseño que define una metodología de cálculo, que requiere constantes iteraciones por las condiciones iniciales que deben suponerse.
- **Arco Sumergido (SAW):** Proceso de soldadura automático por arco eléctrico en el cual el electrodo *—que en este caso es un alambre continuo—* está totalmente cubierto por el fundente en forma de granulo para evitar contacto con el medio externo, usa altos amperajes y puede soldar chapas

de gran espesor con alta deposición de material, el acabado es de gran calidad.

- **Cilindro Oleohidráulico:** Dispositivo que transforma la energía oleohidráulica en energía mecánica con un desplazamiento lineal del pistón, tanto al comprimirse como al expandirse.
- **Productividad:** Implica la mejora del proceso productivo, esto significa una comparación favorable entre la cantidad de recursos utilizados y la cantidad de bienes y servicios producidos.
- **Industria Metalmeccánica:** Si bien es cierto el término metalmeccánica abarca un amplio espectro de la cadena productiva, en el estudio de la presente tesis está dirigido a la transformación de chapas y perfiles en estructuras (Almacenes, celosías, puentes, ...etc) y equipos (tanques de almacenamiento, espesadores, fajas transportadoras, tanques de agitación, ...etc).

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

a) Hipótesis general

- Si se diseña una máquina para soldeo de vigas curvas con proceso SAW, se logrará mejorar la productividad en la industria metalmeccánica.

b) Hipótesis específicas

- Si se calculan los esfuerzos, mediante software de diseño de los componentes estructurales, se podrá construir la máquina de soldeo con proceso SAW de vigas curvas.
- Si se calculan y seleccionan los dispositivos del sistema hidráulico, se podrán posicionar la máquina de soldar y el dispositivo guía para soldar vigas horizontales curvas.
- Si se seleccionan los dispositivos eléctricos para la adecuada velocidad del sistema de desplazamiento, se podrá soldar con proceso SAW las vigas curvas.

3.2 Definición conceptual de las variables

a) Variable independiente:

Máquina de soldeo de vigas curvas.

- El diseño a desarrollar lo podemos describir como parte del proceso de fabricación que recibirá del área de armado una viga curva pre-

fabricada, la cual inicialmente será posicionada y sujeta, para luego pasar al soldeo de la unión ala-alma mediante el proceso de arco sumergido (SAW), para lo cual se deberá adecuar el variador de velocidad a la velocidad de avance de soldeo, de acuerdo a lo indicado en el procedimiento de soldadura calificado (WPS).

Hay tres aspectos claramente definidos para llegar a este fin; la parte estructural que será el soporte de los componentes, la parte hidráulica que posicionará la máquina de soldar y la parte eléctrica que controlará la velocidad de avance para el soldeo final.

b) Variable dependiente:

Productividad en la industria metalmecánica.

- La productividad se verá incrementada porque se mejorarán los ratios de soldeo, ya que usaremos un proceso automático de soldadura que puede alcanzar catetos de 6, 8, hasta 10mm en un solo pase; siendo estos los valores más usados dados los espesores de ala y alma en las vigas pre-fabricadas.

Adicionalmente se disminuirá los tiempos de enderezado de vigas, ya que al completar el cateto de soldadura en un solo pase el aporte de calor disminuirá, minimizando las deformaciones.

Todo lo indicado implica disminución de personal para labores de soldadura y enderezado

3.2.1 Operacionalización de las variables

Tabla 3.1
Operacionalización de Variables

Variable	Dimensiones	Indicador	índice	Método y Técnica
Variable independiente Máquina de soldeo de vigas curvas	Cálculo de esfuerzos	Esfuerzos máximos en nodos críticos		Análisis por elementos finitos.
	Cálculo de dispositivo de resorte.	Longitud crítica del resorte.	> 300mm	Modelado de estructuras.
	Cálculo y selección de dispositivo hidráulico	Fuerza de pandeo de vástago.	>36kg	Libros de diseño de elemento de máquinas. Artículos de revistas de investigación.
	Selección de dispositivo eléctrico para control de velocidad	Rango de transformación de velocidades.	0-500rpm	Tablas de proveedores.
Variable dependiente Productividad en la industria metalmeccánica.	Tasa de deposición	Cantidad de material de aporte depositado por unidad de tiempo	1.3–1.58 kg/hr	Datos de ámbito laboral. Manuales de proveedores.
	Factor de operación	Porcentaje de tiempo total de trabajo de un soldador.	70-95%	
	Eficiencia de deposición.	Peso de material en junta contra peso realmente depositado.	90-98%	

Fuente: Elaboración propia

IV. DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo y diseño de investigación

A. Tipo de investigación

Para el informe de tesis desarrollado podemos mencionar, dos tipos de investigación:

- Según el nivel de investigación:

El presente estudio se basa en una **investigación descriptiva-evaluativa**⁹.

Investigación descriptiva, porque analiza e interpreta la condición actual del problema planteado y los procesos que lo componen.

Investigación evaluativa, porque se fundamenta en la aplicación de métodos de evaluación, siendo en este caso la modificación de un proceso de fabricación actual por otro más eficiente.

- Según el propósito de la investigación:

El trabajo a desarrollado es del tipo **Investigación Aplicada**¹⁰, porque los resultados permitirán una mejora tecnológica aplicada a la industria metalmecánica y una solución, mediante la fabricación de puentes, a la comunicación y desarrollo entre las comunidades más alejadas del territorio nacional.

⁹ Tamayo, M. (2003). *El Proceso de la Investigación Científica*. México: Limusa S.A de C.V

¹⁰ Espinoza, C. (2010). *Metodología de Investigación Tecnológica*. Perú

B. Diseño de investigación

Por el planteamiento del problema se configura en una Investigación No Experimental, ya que es un prototipo conceptual.

Tenemos los siguientes parámetros para la investigación:

- Dimensiones de máquina de soldeo de vigas curvas.
- Dimensionamiento de perfiles estructurales.
- Carrera del dispositivo de resorte.
- Selección de cilindros oleohidráulicos.
- Diámetro y carrera de vástago.
- Velocidad de avance en soldeo de vigas.

Tabla 4.1
Etapas de la Investigación

	Etapas de la investigación	Descripción general
1	Concepción de la idea a investigar	Diseño de una máquina que permita soldar curvas con proceso SAW, y de esta forma mejorar los ratios productivos, tecnología y competitividad en la industria metalmeccánica.
2	Planteamiento del problema de investigación.	Diseño Conceptual de una Máquina de soldeo de vigas curvas.
3	Elaboración del Marco Teórico.	VI: Máquina de soldeo de vigas curvas. VD: Productividad en la industria metalmeccánica.

4	Definición de la investigación.	Investigación Descriptiva-Evaluativa, Aplicada.
5	Formulación de las Hipótesis.	Si se diseña una máquina para soldeo con proceso SAW de vigas curvas se mejorará la productividad en la industria metalmeccánica.
6	Selección del diseño de investigación	Investigación No Experimental.
7	Selección de la muestra.	Muestra igual a población.
8	Recolección de datos.	Tesis, libros, datos de campo durante experiencia laboral.
9	Análisis de datos	Comparación evaluativa.
10	Presentación de datos	Informe de Tesis.

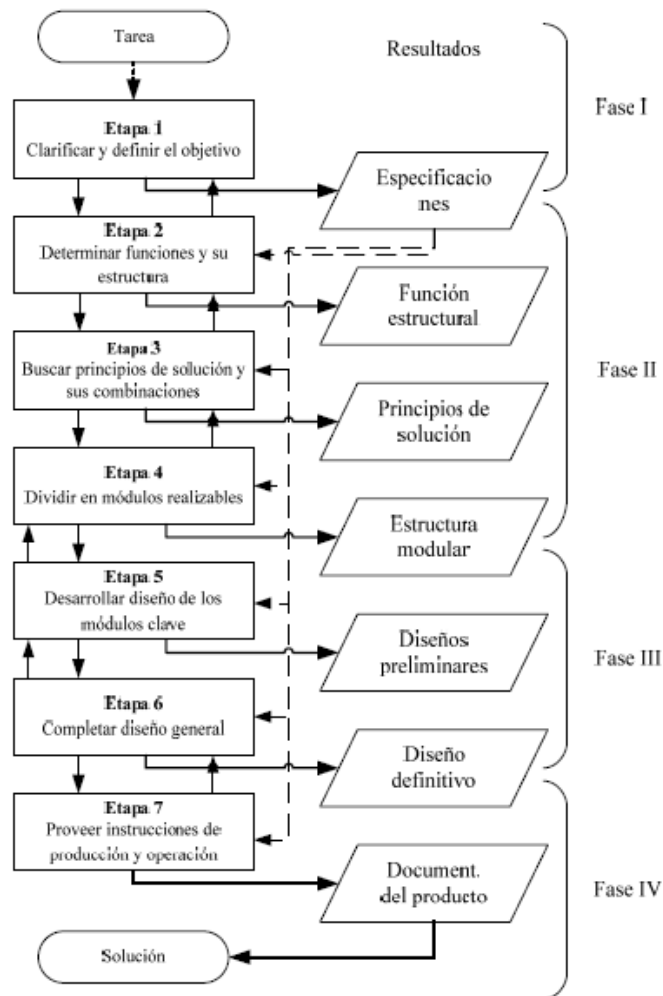
Fuente: Elaboración propia

4.2 Método de investigación

En el presente trabajo de investigación se usará el **Método Analítico** (Maya, 2014) que es aquel que distingue las partes de un todo y procede a la revisión ordenada de cada uno de los elementos por separado.

Se adoptará una **metodología de diseño** (Blanco Romero, 2018) como la indicada en la norma de la Asociación de Ingenieros Alemana VDI 2221 (1987), la cual propone cuatro etapas basada en siete pasos (ver figura X): definición y clarificación de la tarea, estructura funcional, principios de solución, estructura modular, diseño preliminar, diseño definitivo y diseño de detalle.

Gráfico N° 4.20 Estructura de diseño norma alemana VDI 2221



Fuente: Blanco Romero, M. Tesis doctoral: Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo, p.2.7

4.3 Población y muestra

No aplica al trabajo de informe de Tesis presentado.

4.4 Lugar de estudio

No aplica al trabajo de informe de Tesis presentado, al tratarse de un diseño específico.

4.5 Técnicas e Instrumentos para la recolección de la información

La recolección de datos se realizó de fuentes primarias como: control de datos de campo, Tesis que den solución a problemas específicos y textos especializados en diseño estructural.

4.6 Análisis y procesamiento de datos

Al ser una investigación descriptiva-evaluativa y como la muestra es igual a la población no amerita un análisis estadístico, sino una comparación y evaluación de los resultados teóricos calculados y los obtenidos con un proceso de fabricación tradicional en el soldeo de vigas curvas

V. RESULTADOS

5.1 Resultados descriptivos

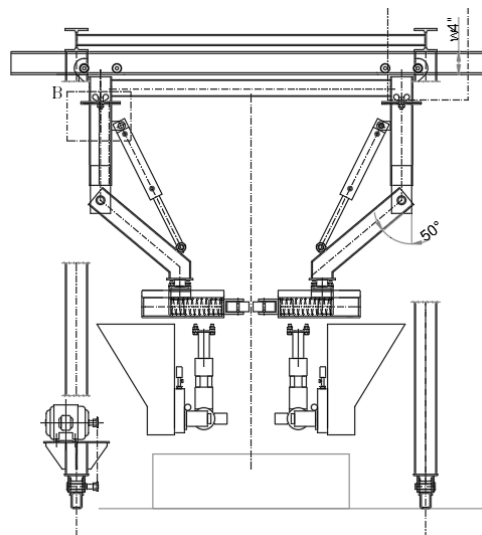
5.1.1 Diseño de máquina de soldeo de vigas curvas

La concepción del diseño plantea que la soldadura de la viga se realice por ambos lados al mismo tiempo, así mismo se debe contar con un dispositivo que fije las máquinas de soldar al contorno de la viga en todo su recorrido, teniendo en cuenta que debemos mantener una velocidad prácticamente constante.

Con estas bases como premisas básicas a cumplir, empezaremos con el desarrollo del soporte estructural.

Tomaremos como medida promedio una viga curva de horizontal de 1,5m de peralte, y espesores de ala $\leq 32\text{mm}$ y alma $\leq 16\text{mm}$ entonces el bosquejo de la estructura de la máquina de soldar será:

Gráfico N° 5.21 Estructura de Máquina de Soldar



Fuente: Elaboración propia

Lo que se muestra es una vista de elevación, donde, para posicionar y trasladar la máquina de soldar se diseñará un pequeño pórtico, el estará compuesto de tubos cuadrados ANSI 4"x4"x3/16" para los parantes y viga ANSI W 4"x13lbs para los largueros, ambos en tipo de acero ASTM A36.

Los brazos que soportan las máquinas de soldar están articulados y se plantea usar tubos cuadrados ANSI 4"x4"x3/16".

Se optó por estos materiales por ser de uso comercial y porque podemos encontrar en la industria muchos pórticos fabricados con estos materiales.

Las máquinas de soldadura por arco sumergido han sido seleccionadas del catálogo del proveedor Lincoln Electric, modelo MAXsa 22 (ver anexos Tabla N°13) el cual es recomendado para adaptaciones automatizadas, según este catálogo el peso del equipo es de 36kg, pero considerando que se debe agregar el peso del fundente y el dispositivo guía, hemos estimado un peso conjunto de 76kg, el cual transformado a fuerza tendremos:

$$W_1 = 65 \times 9.81 = 750N$$

Modelamos la estructura propuesta en el programa Autodesk Inventor Professional, mediante el cual realizaremos un análisis nodal de las fuerzas, momentos y esfuerzos máximos y mínimos, este cálculo se realiza mediante el método de elementos finitos, esto nos ayudará a verificar si los perfiles propuestos tienen un

esfuerzo de fluencia superior a los esfuerzos máximos encontrados, de lo contrario se reemplazarán.

Además, el modelado en 3D nos permite verificar si existe alguna interferencia entre componentes de la estructura.

Según indica el catálogo la máquina de arco sumergido tiene las siguientes dimensiones:

Gráfico N° 5.22 Especificaciones Técnicas de Equipo MAXsa 22

Nombre del producto	Número del producto	Energía de entrada	Salida nominal Corriente/Ciclo de trabajo	Caja de velocidades	Alimentador de alambre	Rango de tamaño de alambre ⁽¹⁾	Dimensiones A x A x P in. (mm)	Peso neto lb (kg)
					Rango de velocidades ⁽¹⁾ ppm (m/min)	in. (mm) Sólido		
Cabeza de alimentación MAXsa® 22 (incluye tolva de fundente)	K2370-2	40 V CD	1000 A / 100%	142:1 ⁽¹⁾	de 15 a 200 (0,4 - 5,0)	3/32- 7/32 (2,4 - 5,6)	23,5 x 17 x 20 (597 x 432 x 508)	80 (36,3)
				95:1 ⁽¹⁾	de 15 a 300 (0,4 - 7,6)	1/16 - 1/8 (1,6 - 3,2)		
				57:1 ⁽¹⁾	de 50 a 500 (1,3 - 12,7)	1/16 - 3/32 (1,6 - 2,4)		

Fuente: Catálogo de proveedor Lincoln Electronic

Programando estas condiciones en el software tenemos:

**Tabla 5.1
Propiedades de Carga**

Mass	65.958 kg
Area	28588.877 mm ²
Volume	8391.561 mm ³
Center of Gravity	x=-0.000 mm y=-279.889 mm z=0.000 mm

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Introducimos los datos de los perfiles que conforman la estructura soporte de la máquina de soldar, el programa de diseño nos entrega una tabla con las propiedades mecánicas de los materiales, estos valores se usaron en los cálculos posteriores.

Tabla 5.2
Propiedades Mecánicas de Perfiles

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7.860 g/cm ³
	Yield Strength	207.000 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345.000 MPa
Stress	Young's Modulus	220.000 GPa
	Poisson's Ratio	0.275 ul
Part Name(s)	ANSI W 4x13 00000001.ipt ANSI 4x4x3_16 00000002.ipt ANSI 4x4x3_16 00000003.ipt ANSI 4x4x3_16 00000004.ipt ANSI 4x4x3_16 00000005.ipt	

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Para que el análisis sea más crítico se realizara sin considerar el pistón hidráulico, por lo que, se mostrará la máxima deformación que podría producirse en el brazo de soporte de la máquina de arco sumergido, por ende, la función del actuador hidráulico será no solo para posicionar sino para contrarrestar esta posible deformación.

Determinamos como nodos críticos para el análisis las conexiones en el larguero y el brazo articulado.

Simulando el peso de la máquina de arco sumergido tenemos:

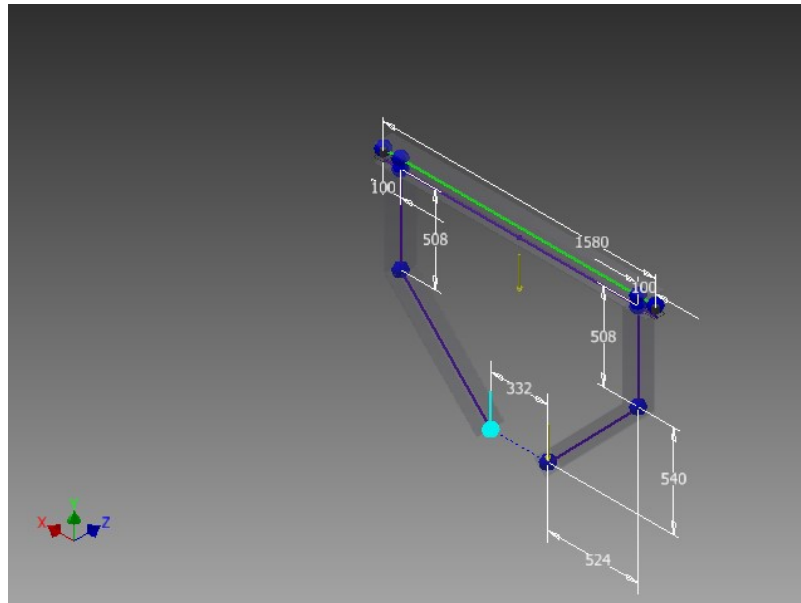
Tabla 5.3
Fuerza Producida por la Carga

Load Type	Force
Magnitude	7500.000 N
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	270.00 deg
Angle in Plane	90.00 deg
Fx	0.000 N
Fy	-7500.000 N
Fz	0.000 N

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Este valor lo podemos apreciar en el siguiente gráfico:

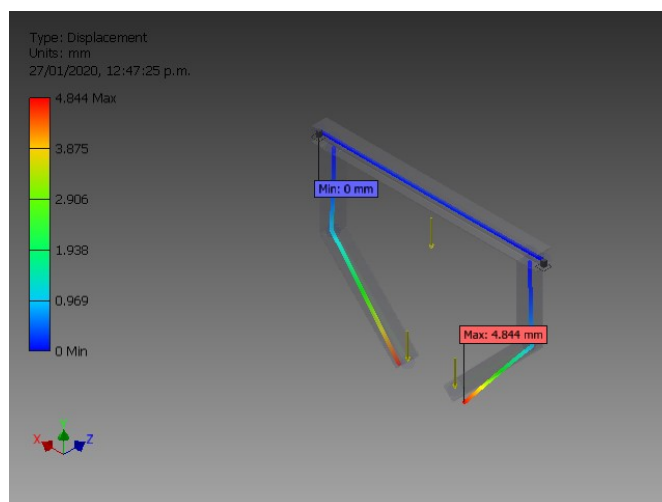
Gráfico N° 5.23 Nodos y Carga en Estructura Soporte



Fuente: Autodesk Inventor Professional

Donde el nodo de color cian es donde se aplica la carga, a continuación, se mostrará el máximo y mínimo desplazamiento que se presentará en la estructura dada las condiciones iniciales de diseño.

Gráfico N° 5.24 Máximo Desplazamiento por Deformación

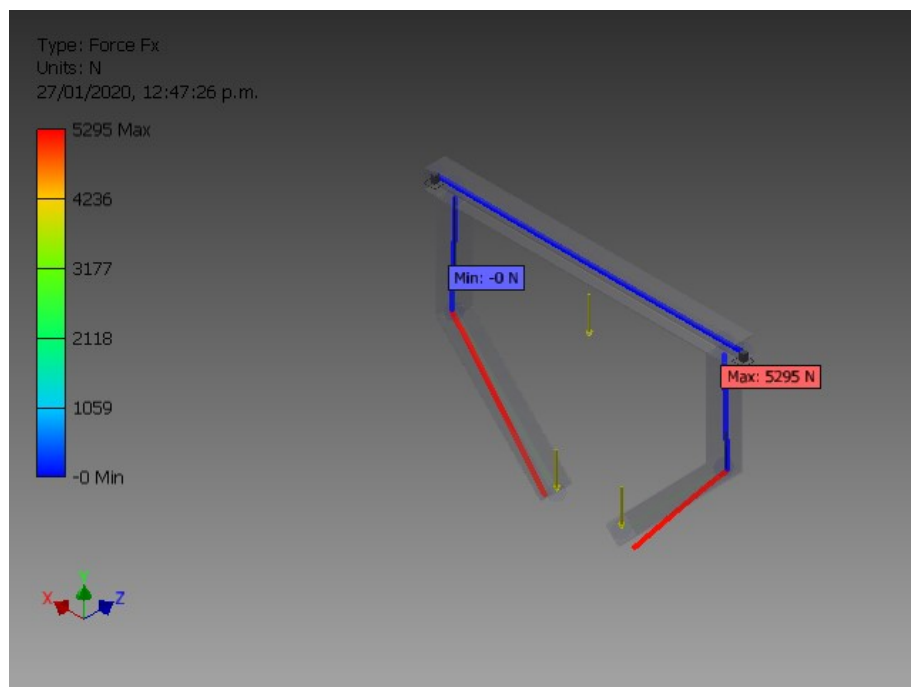


Fuente: Autodesk Inventor Professional

Observamos que la máxima deformación es de 4,84mm, lo cual es aceptable dado que como indicamos, en este análisis no incluimos al actuador hidráulico, el cual contrarrestará esta deformación, como se mostrará más adelante.

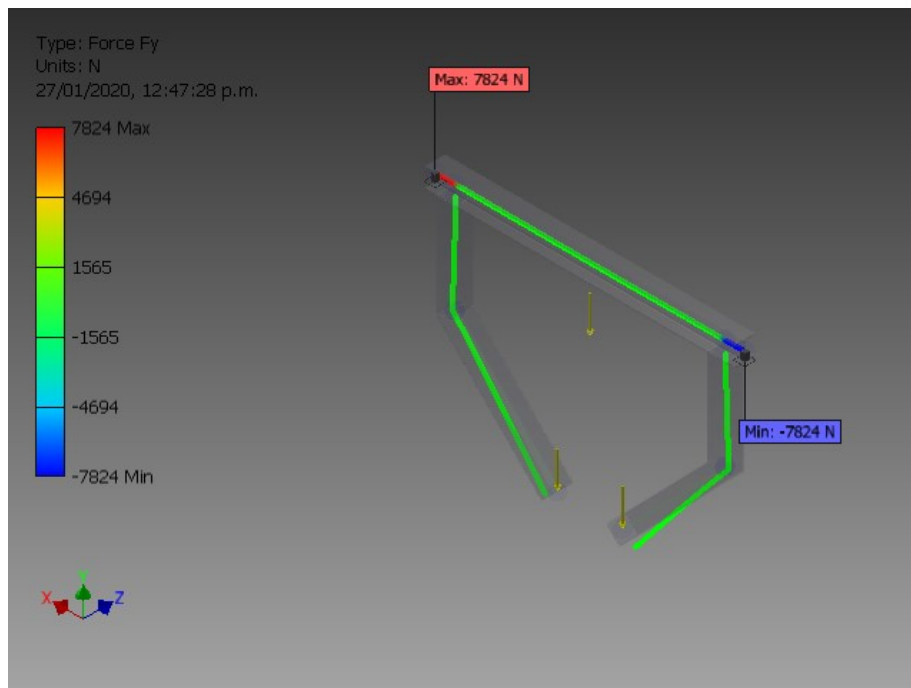
A continuación, se determinarán los valores de fuerza resultante máxima y mínima en los Ejes X – Y – Z para toda la estructura soporte, con estos valores podremos encontrar posteriormente los momentos y esfuerzos normal, cortante y flexión máximos y mínimos, a fin de verificar la validez del diseño.

Gráfico N° 5.25 Fuerzas Máxima y Mínima en Eje X



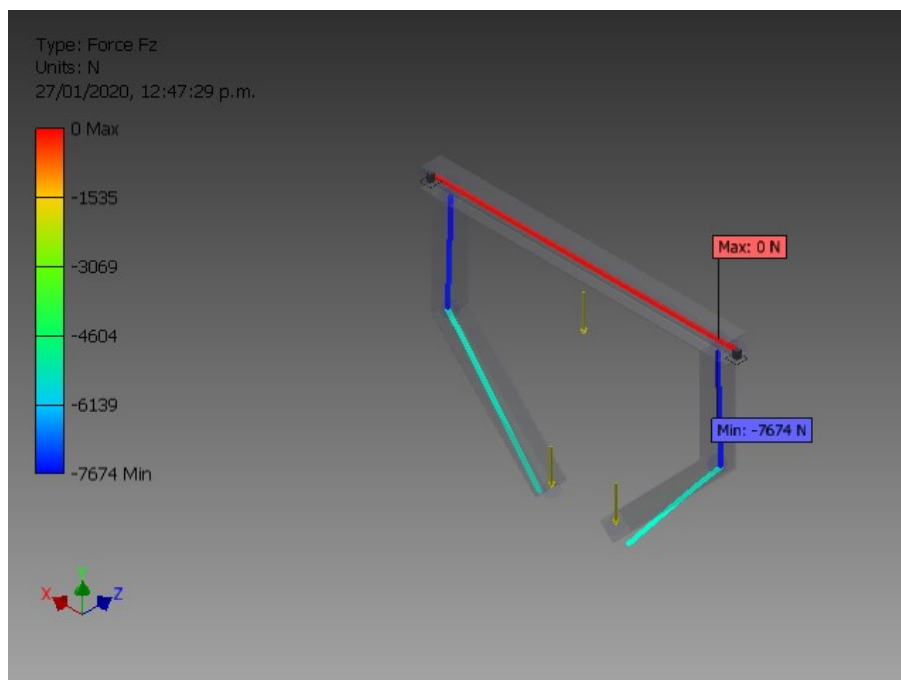
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.26 Fuerzas Máximas y Mínimas en Eje Y



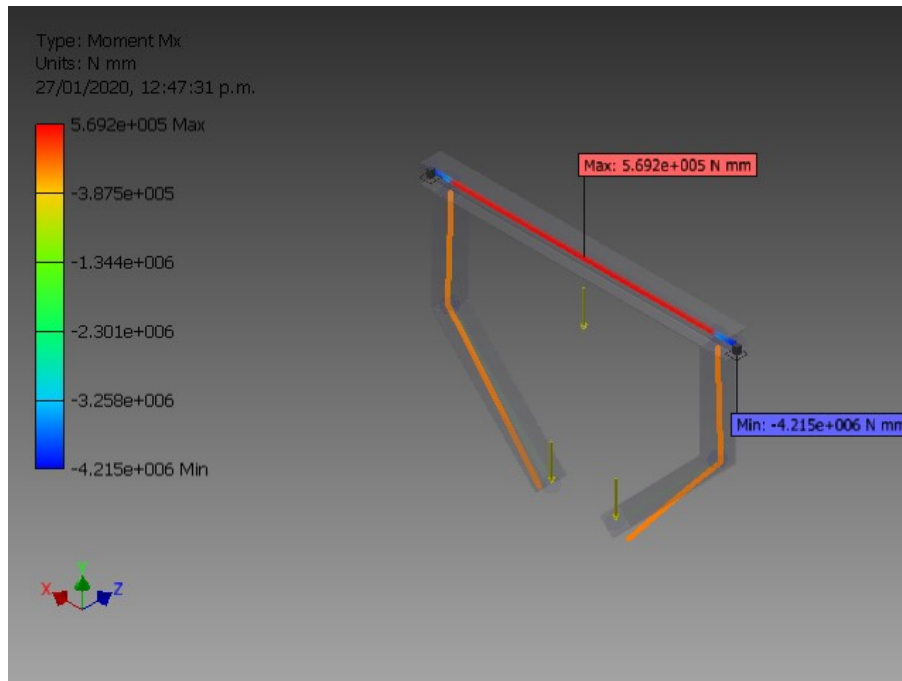
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.27 Fuerzas Máxima y Mínima en Eje Z



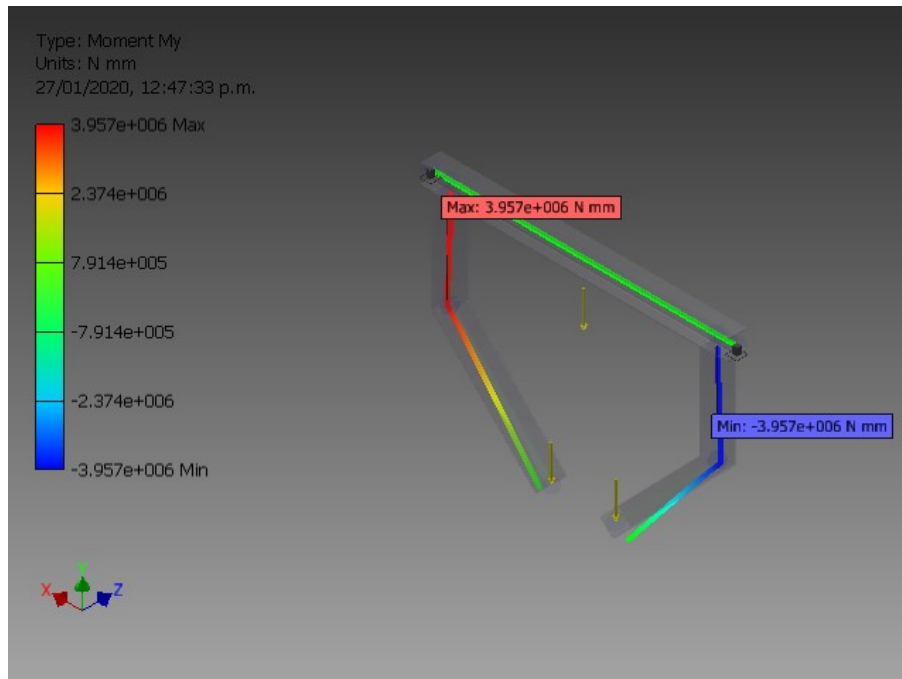
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.28 Momentos Máximo y Mínimo en Eje X



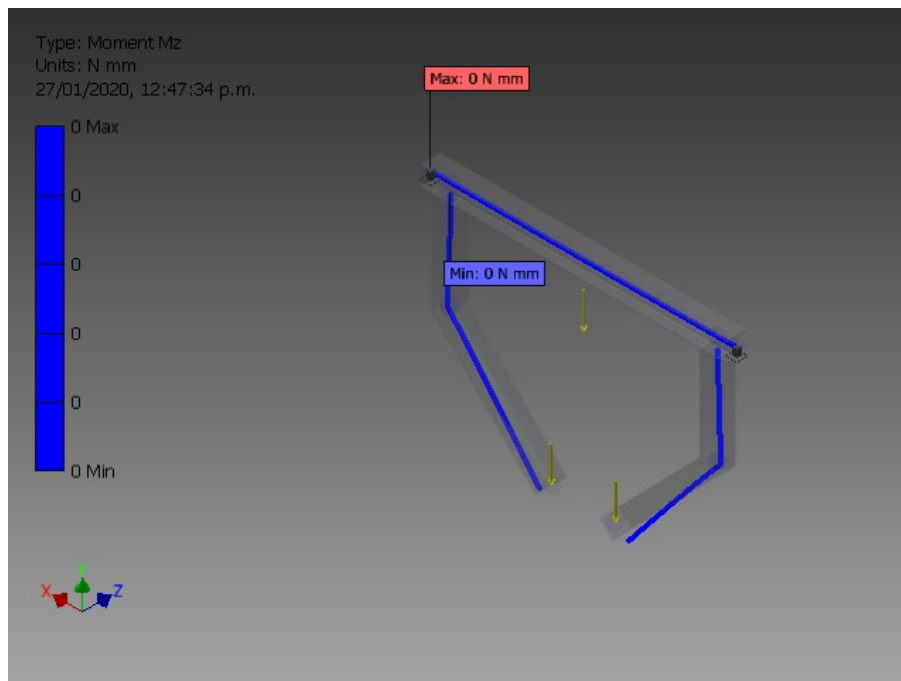
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.29 Momentos Máximo y Mínimo en Eje Y



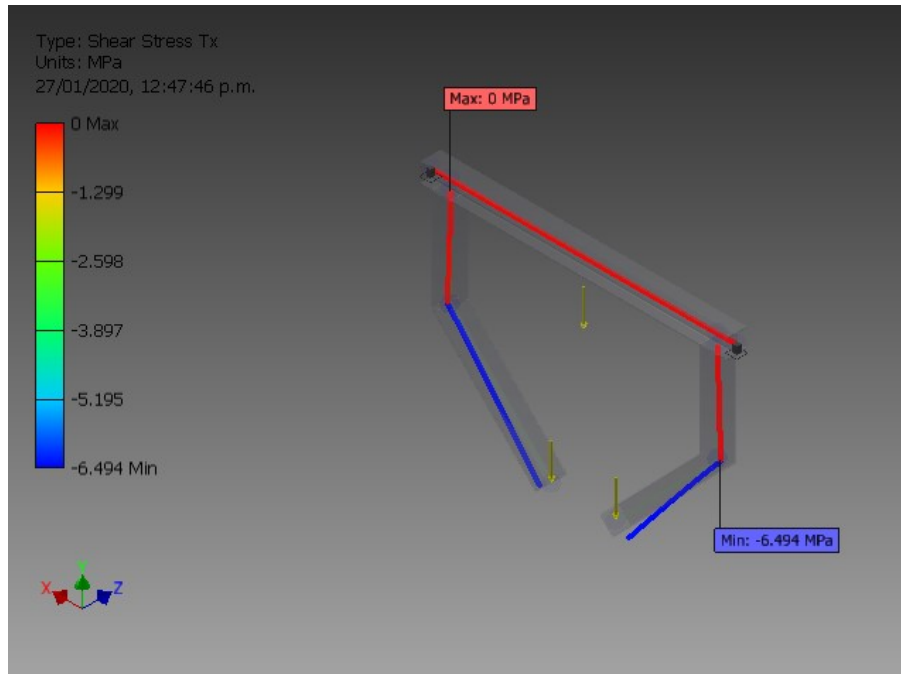
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.30 Momentos Máximos y Mínimos en Eje Z



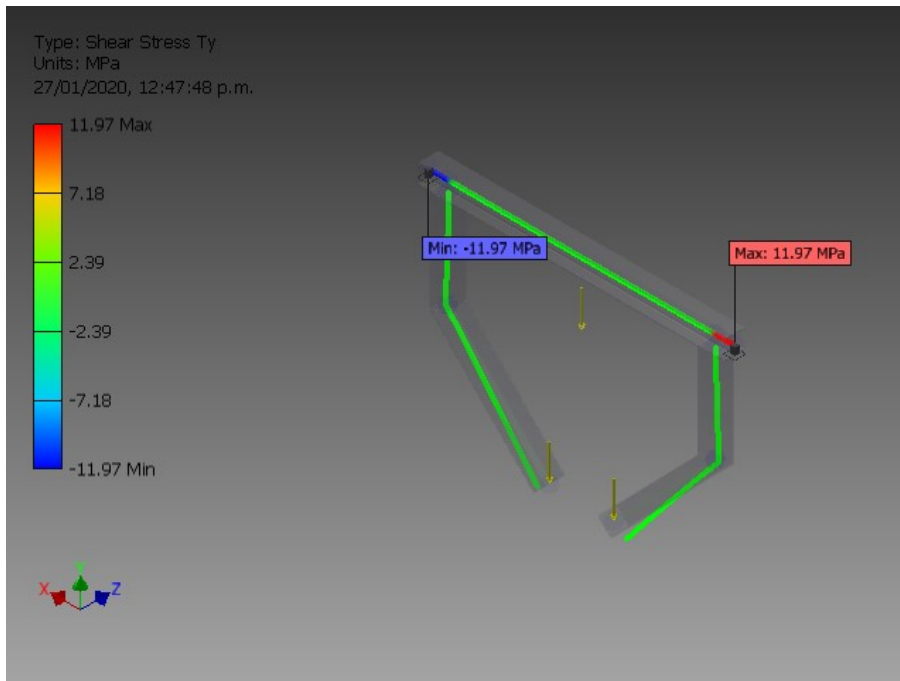
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.31 Esfuerzo Cortante en Eje X



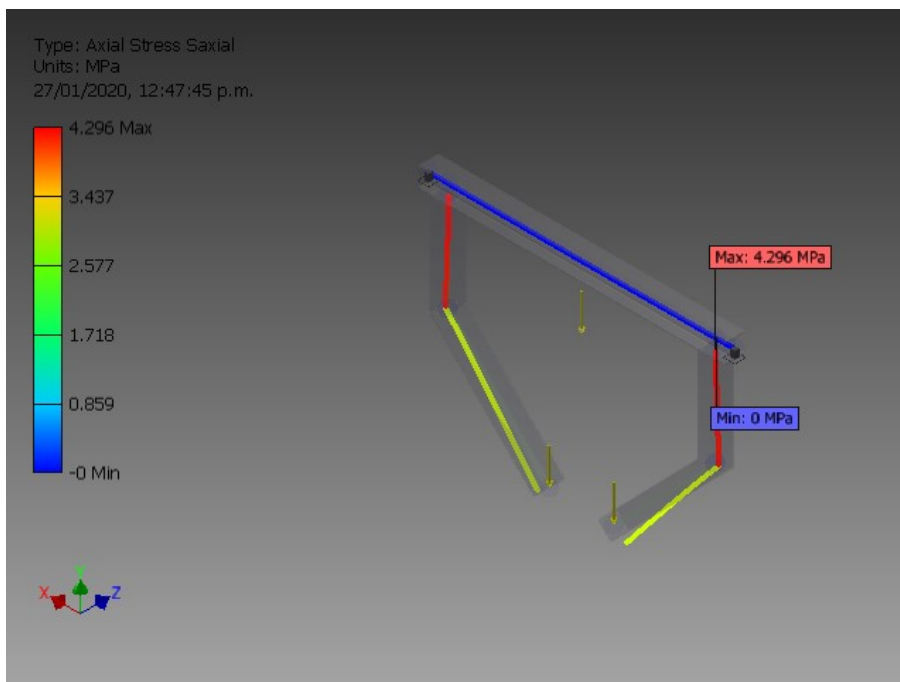
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.32 Esfuerzo Cortante Máximo y Mínimo en Eje Y



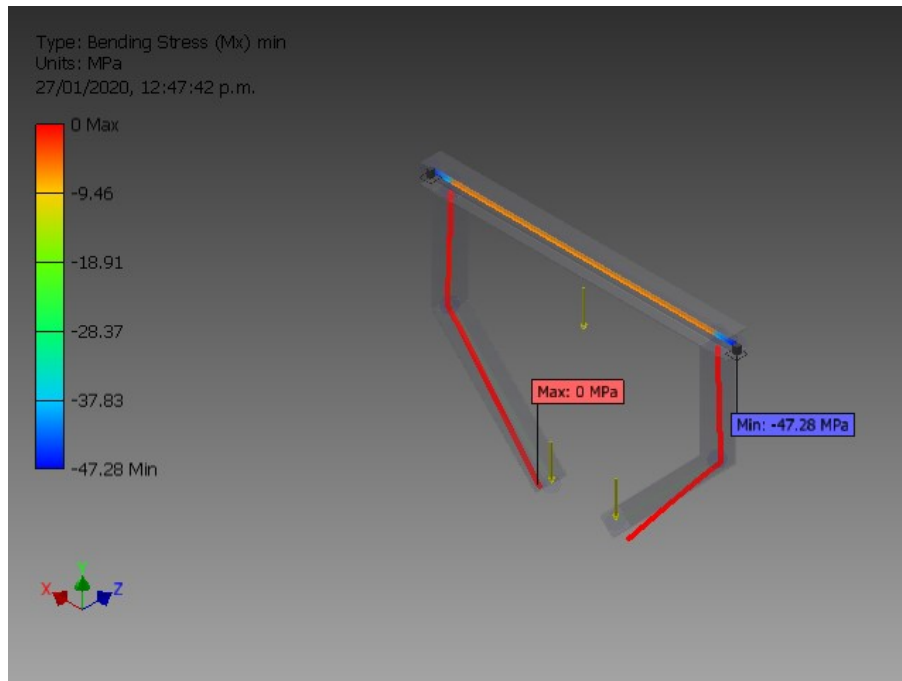
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.33 Esfuerzo Axial en Estructura



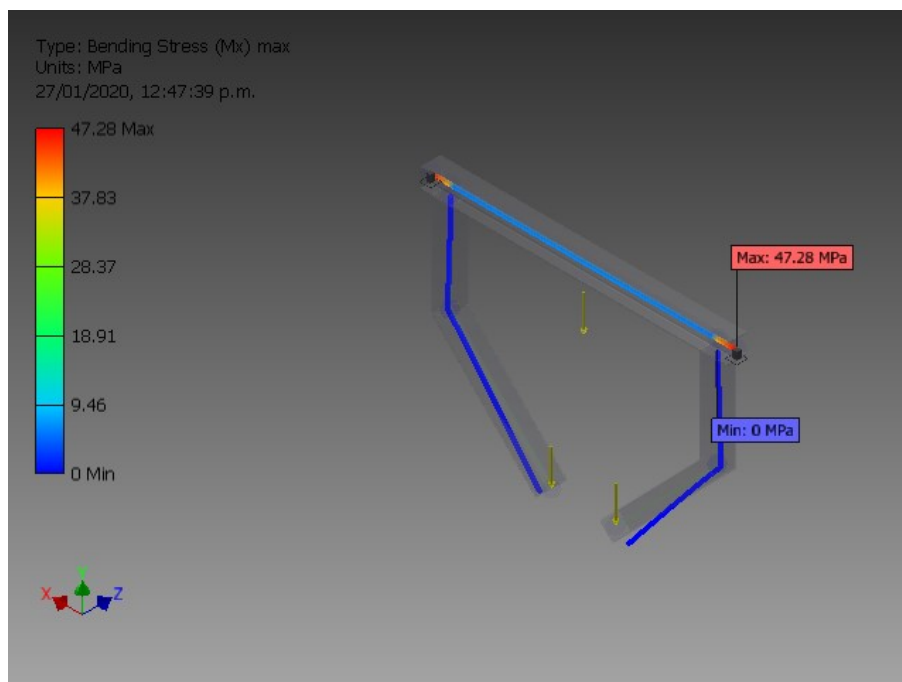
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.34 Esfuerzo Flector producido por Mx mínimo



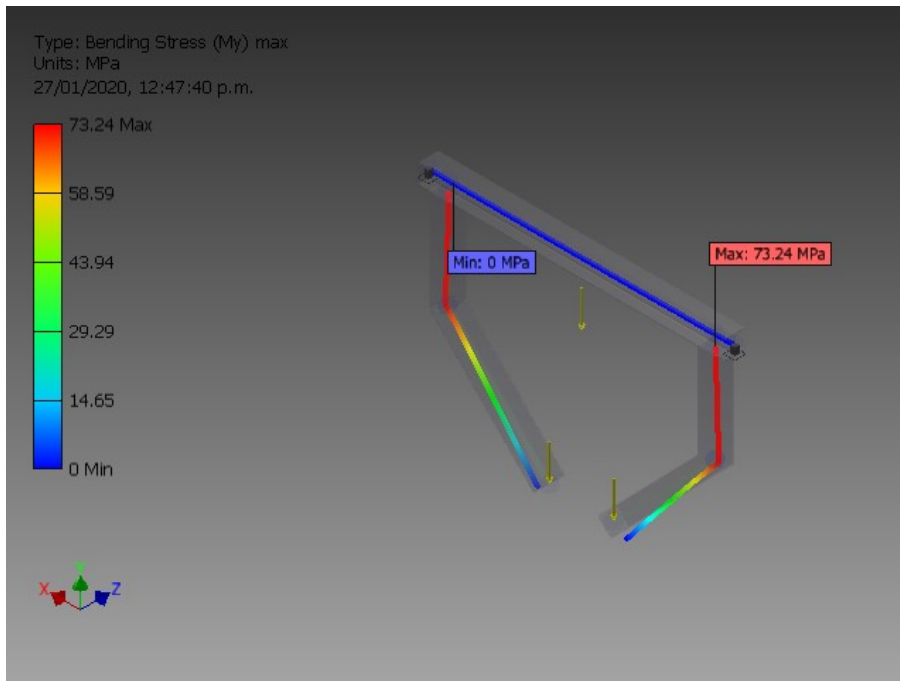
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.35 Esfuerzo Flector producido por Mx máximo



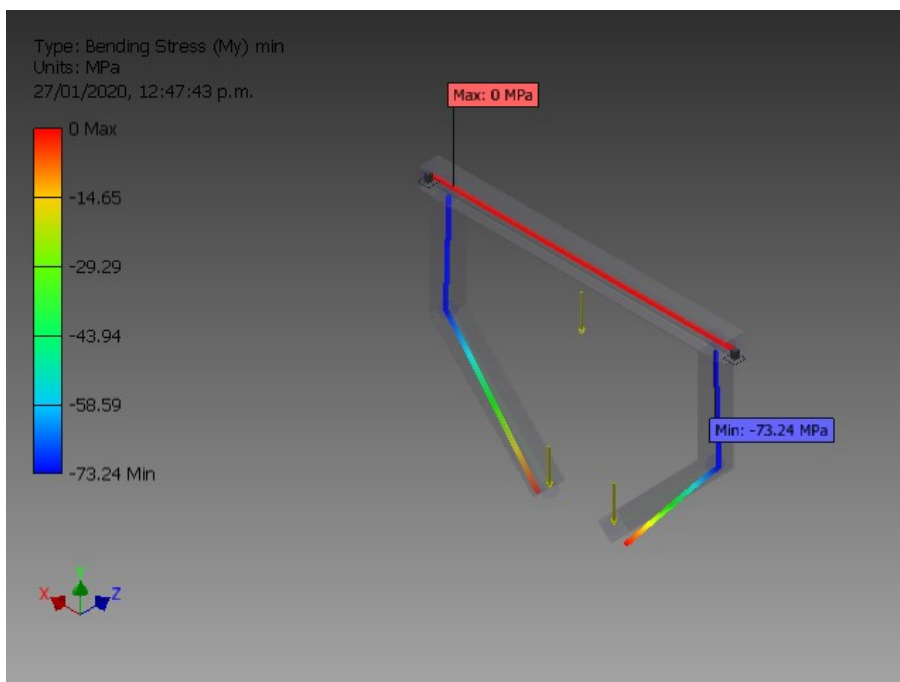
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.36 Esfuerzo Flector producido por My máximo



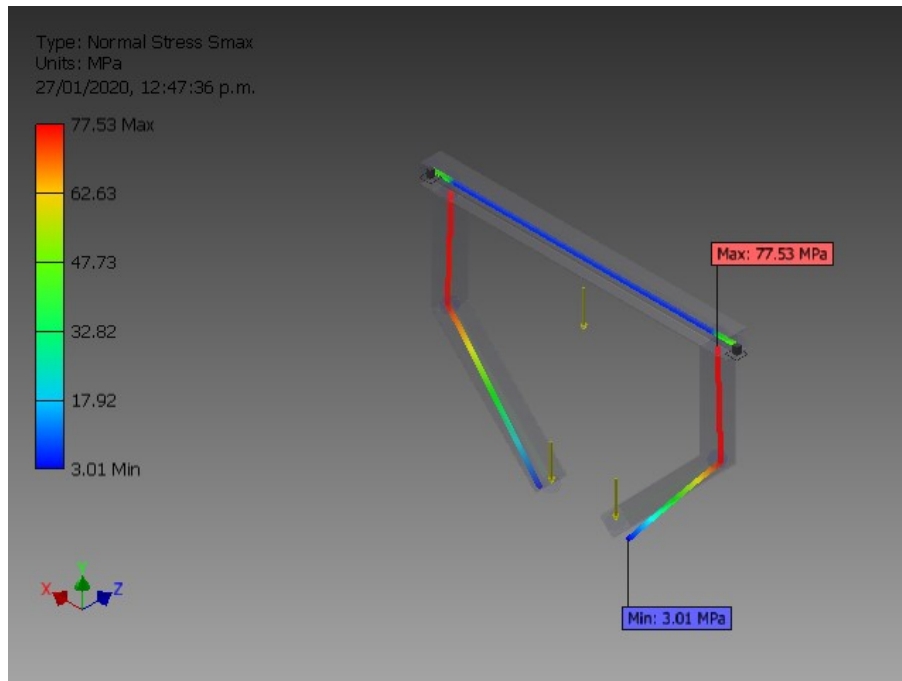
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.37 Esfuerzo Flector producido por My mínimo



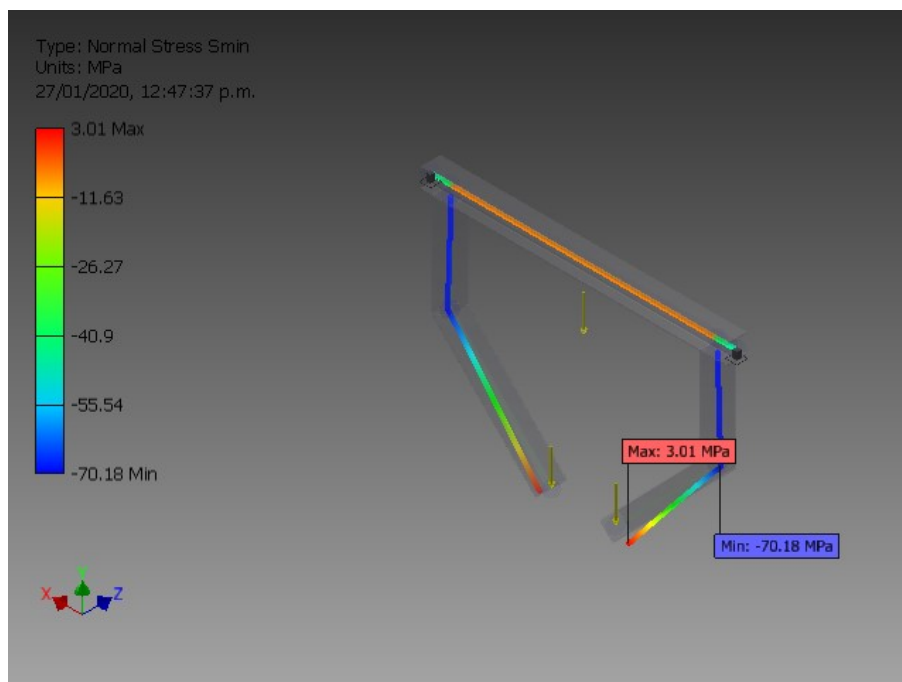
Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.38 Esfuerzo Normal Máximo



Fuente: Autodesk Inventor Professional

Gráfico N° 5.39 Esfuerzo Normal Mínimo



Fuente: Autodesk Inventor Professional

Resumiremos los valores de fuerzas, momentos y esfuerzos hallados en las siguientes tablas:

Tabla 5.4
Fuerzas de Reacción y Momentos en Puntos de Carga

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Components (Fx,Fy,Fz)	Magnitude	Components (Mx,My,Mz)
Fixed Constraint:1	7823.522 N	0.000 N	4214518.757 N mm	-0.000 N mm
		7823.522 N		0.000 N mm
		0.000 N		-4214518.757 N mm
Fixed Constraint:2	7823.522 N	0.000 N	4214518.757 N mm	-0.000 N mm
		7823.522 N		-0.000 N mm
		0.000 N		4214518.757 N mm

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Tabla 5.5
Fuerzas, Momentos y Esfuerzos de Estructura Soporte

Name		Minimum	Maximum
Displacement		0.000 mm	4.844 mm
Forces	Fx	-0.000 N	5295.137 N
	Fy	-7823.522 N	7823.522 N
	Fz	-7673.613 N	0.000 N
Moments	Mx	-4214518.757 N mm	569210.854 N mm
	My	-3957154.002 N mm	3957154.002 N mm
	Mz	-0.000 N mm	0.000 N mm
Normal Stresses	Smax	3.013 MPa	77.533 MPa
	Smin	-70.183 MPa	3.013 MPa
	Smax(Mx)	-0.000 MPa	47.282 MPa
	Smin(Mx)	-47.282 MPa	0.000 MPa
	Smax(My)	0.000 MPa	73.237 MPa
	Smin(My)	-73.237 MPa	-0.000 MPa
	Saxial	-0.000 MPa	4.296 MPa
Shear Stresses	Tx	-6.494 MPa	0.000 MPa
	Ty	-11.975 MPa	11.975 MPa
Torsional Stresses	T	-0.000 MPa	0.000 MPa

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Calculamos el modulo del perfil requerido usando el método de esfuerzos permisibles.

Sabemos que el esfuerzo está definido como:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad \text{Ec.(5.1)}$$

Pero también podemos escribirla en función del módulo de sección:

$$S = \frac{I}{c} \quad \text{Ec.(5.2)}$$

Reemplazando la Ec.(5.2) en Ec.(2.1):

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec.(5.3)}$$

Si: $\sigma = 0.6 \sigma_y = \sigma_{perm}$ donde $\sigma_y = 320$ MPa para aceros ASTM A36 y de la Tabla N°14 tomamos el valor máximo de momento en eje X, $M_x = 569210,854$ N.mm; reemplazando estos valores en la Ec.(5.3):

$$S_{requerido} = \frac{569210,854}{0,6 \times 320} = 2964,64 \text{ mm}^3$$

Este valor es lo comparamos con el módulo de sección de perfiles comerciales, por lo que, elegimos el perfil W 4"x13Ins:

$$S_{perfil} > S_{requerido} = 54031,93 \text{ mm}^3 > 2964,64 \text{ mm}^3$$

Entonces la estructura soporte estará conformada por los siguientes perfiles:

Tabla 5.6
Propiedades Mecánicas de Perfil W 4"x13lbs

Geometry Properties	Section Area (A)	2460.998 mm ²
	Section Width	103.124 mm
	Section Height	105.664 mm
	Section Centroid (x)	51.562 mm
	Section Centroid (y)	52.832 mm
Mechanical Properties	Moment of Inertia (I _x)	4709209.466 mm ⁴
	Moment of Inertia (I _y)	1604989.027 mm ⁴
	Torsional Rigidity Modulus (J)	61641.674 mm ⁴
	Section Modulus (W _x)	89135.552 mm ³
	Section Modulus (W _y)	31127.362 mm ³
	Torsional Section Modulus (W _z)	4556.371 mm ³
	Reduced Shear Area (A _x)	1257.683 mm ²
	Reduced Shear Area (A _y)	653.328 mm ²
Part Name(s)	ANSI W 4x13 00000001.ipt	

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Tabla 5.7
Propiedades Mecánicas de Tubo Cuadrado 4"x4"x3/16"

Geometry Properties	Section Area (A)	1786.345 mm ²
	Section Width	101.600 mm
	Section Height	101.600 mm
	Section Centroid (x)	50.800 mm
	Section Centroid (y)	50.800 mm
Mechanical Properties	Moment of Inertia (I _x)	2744821.978 mm ⁴
	Moment of Inertia (I _y)	2744821.978 mm ⁴
	Torsional Rigidity Modulus (J)	4412053.120 mm ⁴
	Section Modulus (W _x)	54031.929 mm ³
	Section Modulus (W _y)	54031.929 mm ³
	Torsional Section Modulus (W _z)	64073.420 mm ³
	Reduced Shear Area (A _x)	815.363 mm ²
	Reduced Shear Area (A _y)	815.363 mm ²
Part Name(s)	ANSI 4x4x3_16 00000002.ipt ANSI 4x4x3_16 00000003.ipt ANSI 4x4x3_16 00000004.ipt ANSI 4x4x3_16 00000005.ipt	

Fuente: Autodesk Inventor Professional

Con los componentes principales definidos, generamos la lista de todas las piezas del sistema de soporte, el detalle de las mismas, la podemos observar en los anexos K, L y M.

Tabla 5.8
Lista de materiales de sistema estructural

Nº Pieza	Nombre	Material	Componentes	Longitud	Cantidad
1.1	Viga 1	ASTM A36	W4x13lbs	1052	2
1.3	Viga 1	ASTM A36	W4x13lbs	2200	1
1.2	Refuerzo 1	ASTM A36	TB 2"x2"x3/16"	1593	2
1.14	Soporte 5	ASTM A36	TB 2"x2"x3/16"	29	2
1.4	Refuerzo 2	ASTM A36	TB 3"x3"x3/16"	1278	2
1.5	Soporte 1	ASTM A36	TB 4"x4"x3/16"	114	2
1.7	Soporte 2	ASTM A36	TB 4"x4"x3/16"	371	2
1.8	Soporte 3	ASTM A36	TB 4"x4"x3/16"	527	2
1.9	Soporte 4	ASTM A36	TB 4"x4"x3/16"	78	2
1.16	Columna	ASTM A36	4"x4"x3/16"	1938	4
1.6	Placa Base 2	ASTM A36	Pl 6mm	ø180	4
1.10	PL Soporte 1	ASTM A36	Pl 6mm	92 x 219	4
1.11	Placa Base 3	ASTM A36	Pl 6mm	120 x 120	2
1.12	Oreja 1	ASTM A36	Pl 6mm	40 x 62	4
1.13	Oreja 2	ASTM A36	Pl 6mm	40 x 42	4
1.15	Placa Base 4	ASTM A36	Pl 6mm	100 x 100	2
1.17	PL Base de Motor	ASTM A36	Pl 6mm	300 x 452	1
1.18	Cartela Inferior 2	ASTM A36	Pl 6mm	120 x 89	1
1.19	Cartela Inferior 1	ASTM A36	Pl 6mm	120 x 202	1
1.20	Placa Base 1	ASTM A36	Pl 6mm	112 x 112	4
1.21	Soporte Rueda Inferior	ASTM A36	Pl 6mm	62 x 81	8
1.22	Pin	ASTM A36	BR ø37	106	4
1.23	Rueda Inferior	ASTM A36	BR ø80	63	4
1.24	PL Guía 1	ASTM A36	Pl 6mm	139 x 240	2
1.25	Eje	ASTM A36	BR ø16	62	4
1.26	Rueda Superior	ASTM A36	BR ø40	14	4
1.27	Pin	ASTM A36	BR ø37	154	4
1.28	Buje	ASTM A36	BR ø40	10	8

Fuente: Elaboración propia

- **Calculo de dispositivo guía de máquina de soldar:**

Este dispositivo tiene como función seguir el contorno del alma de la viga a pesar de su curvatura, de forma el soldeo sea continuo.

Con esta premisa se ha diseñado el dispositivo con un resorte interno capaz de vencer la fuerza ejercida por el peso de la máquina de arco sumergido.

La metodología de cálculo será la recomendada por los textos de Diseño de Elemento de Máquinas para resortes a compresión para servicio estático.

Iniciamos definiendo el material del resorte a usar, el diámetro del alambre y la fuerza a vencer producto del peso de la carga.

Utilizaremos un alambre inoxidable ASTM A313 (303) cuyas propiedades mecánicas podemos observar en la Tabla N°2.4; un diámetro inicial de alambre (d_0) de 3mm; longitud inicial $L_0=300$ mm los extremos del resorte son a escuadra y esmerilados (ver Tabla N°2.2); la fuerza de carga es: $F=52,97$ N (peso por gravedad), se trabajará con 02 resortes en paralelo.

Iniciamos los cálculos del resorte:

Cálculo de esfuerzo último:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec.(5.4)}$$

Donde A y m son constantes cuyos valores los obtenemos de la Tabla N°05

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1867}{10^{0.263}} = 1467.19 \text{ Mpa}$$

Cálculo de esfuerzo de fluencia a la torsión:

$$S_{sy} = \theta \times S_{ut} \quad \text{Ec.(5.5)}$$

Donde θ es el porcentaje de máxima resistencia a la tensión, ver Tabla N°06.

Entonces tenemos:

$$S_{sy} = 0.35 \times 1467.19$$

$$S_{sy} = 513,52 \text{ Mpa}$$

Cálculo de índice alfa:

$$\alpha = \frac{S_{sy}}{\eta} \quad \text{Ec.(5.6)}$$

Donde η es el factor de seguridad, cuyo valor recomendado es $\eta=1,2$; reemplazando el valor de la Ec.(5.5) y η en la Ec.(5.6) tenemos:

$$\alpha = 513,52 / 1,2$$

$$\alpha = 407,89 \text{ Mpa}$$

Cálculo del índice beta:

$$\beta = \frac{8 \times (1 + \epsilon) \times F_{max}}{\pi \times d^2} \quad \text{Ec.(5.7)}$$

Donde $\epsilon = 0.15$ es el valor de diseño recomendado, tomando F_{MAX} como el valor de fuerza de la carga.

$$\beta = \frac{8 \times (1 + 0.15) \times 52.97}{\pi \times 10^2}$$

$$\beta = 17,24 \text{ Mpa}$$

Cálculo de Índice del resorte:

$$C = \frac{2 \times \alpha - \beta}{4 \times \beta} + \sqrt{\left(\frac{2 \times \alpha - \beta}{4 \times \beta}\right)^2 - \frac{3 \times \alpha}{4 \times \beta}} \quad \text{Ec.(5.8)}$$

Reemplazando los valores de α y β en la Ec.(5.8) tenemos:

$$C = 22.37$$

Cálculo de factor de corrección por curvatura:

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad \text{Ec.(5.9)}$$

Reemplazando el valor obtenido por la Ec.(5.8) en la Ec.(5.9):

$$K_B = 1,06$$

Cálculo del diámetro medio:

$$C = D/d \quad \text{Ec.(5.10)}$$

Reemplazando los valores de diámetro del alambre y de la Ec.(5.8) en Ec.(5.10) tenemos:

$$D = 67,11\text{mm}$$

Cálculo de diámetro exterior:

$$D_e = D + d \quad \text{Ec.(5.11)}$$

Reemplazando valores de Ec.(5.10) y condición de diseño en Ec.(5.11)

$$D_e = 70,11 \text{ mm}$$

Cálculo de diámetro interior:

$$D_i = D - d \quad \text{Ec.(5.12)}$$

Reemplazando valores de Ec.(5.11) y condición de diseño en Ec.(5.12)

$$D_i = 64,11 \text{ mm}$$

Cálculo de espiras activas:

$$N_a = \frac{G \times d^4 \times y_{m\alpha_x}}{8 \times D^3 \times F_{m\alpha_x}} \quad \text{Ec.(5.13)}$$

De la Tabla N°04 obtenemos el valor del módulo de rigidez (G=69Gpa), reemplazando valores en Ec.(5.13) tenemos:

$$N_a = 13,09 \sim 14 \text{ espiras}$$

Cálculo de espiras totales:

$$N_t = N_a + 2 \quad \text{Ec.(5.14)}$$

Reemplazando el valor de Ec.(5.13) en Ec.(5.14) tenemos:

$$N_t = 16 \text{ espiras}$$

Cálculo de longitud sólida:

$$L_s = d \times N_t \quad \text{Ec.(5.15)}$$

Reemplazando valor de Ec.(5.14) en Ec.(5.15) tenemos:

$$L_s = 48 \text{ mm}$$

Cálculo de longitud inicial:

$$L_0 = 300 + L_s \quad \text{Ec.(5.16)}$$

Reemplazando valor de Ec.(5.15) en Ec.(5.16) tenemos:

$$L_0 = 348 \text{ mm}$$

Cálculo de paso de espiras:

$$p = \frac{L_0 - 3 \times d}{N_a} \quad \text{Ec.(5.17)}$$

Reemplazando valores de Ec.(5.13) y Ec.(5.16) en Ec.(5.17) tenemos:

$$p = 24,21 \text{ mm}$$

Cálculo de longitud crítica:

$$L_{cr} = \frac{2.63 \times D}{\varphi} \quad \text{Ec.(5.18)}$$

Donde φ tiene como valor recomendado de diseño 0.5, reemplazando valor de Ec.(5.10) en Ec.(5.18) tenemos:

$$L_{cr} = 353,01 \text{ mm}$$

Cálculo de cifra de mérito:

$$cdm = -(\text{costo relativo del material}) \frac{\gamma \times \pi^2 \times d^2 \times N_t \times D}{4} \quad \text{Ec.(5.19)}$$

Como haremos comparaciones entre aceros el valor de la densidad γ no es necesario, reemplazamos Ec.(5.14) y Ec.(5.10) en Ec.(5.19):

$$cdm = 0,4619$$

Realizaremos iteraciones con diámetros superior e inferior al propuesto para determinar el adecuado, por lo que, tendremos la siguiente tabla:

Tabla 5.9
Iteración de Diversos Diámetros de Alambre

	d = 2,5 mm	d = 3,0 mm	d = 3,5 mm
D	39,82	67,11	103,77
De	42,32	70,11	107,27
Di	37,32	64,11	100,27
Na	31,00	14,00	7,00
Nt	33,00	16,00	9,00
Ls	82,50	48,00	31,50
L0	382,50	348,00	331,50
p	12,10	24,21	45,86
Lcr	209,46	353,01	545,81
cdm	0,41	0,46	0,55

Fuente: Elaboración propia

El primer factor para selección debe ser que la longitud crítica (Lcr) sea mayor a la longitud inicial (L0): $Lcr > L0$.

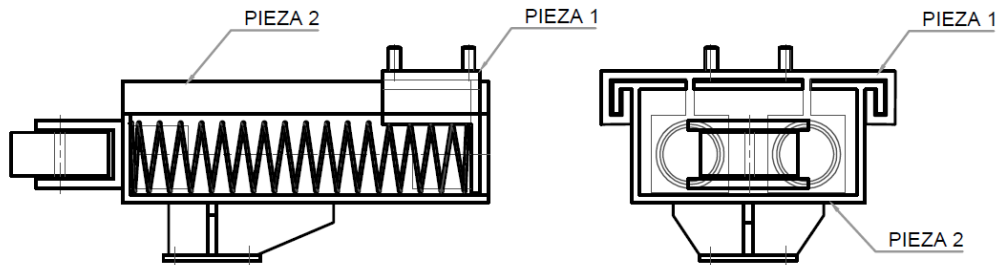
Descartamos el alambre $d= 2,5\text{mm}$ ya que no cumple la condición indicada.

La siguiente condición a evaluar es la cifra de mérito (cdm) la cual está referida al costo de producción, con lo cual definimos que se usara para el diseño del dispositivo guía un alambre de diámetro 3.0 mm.

El dispositivo guía estará constituido por una rueda guía de un material resistente al calor, por lo que se eligió el modelo Termofort TT, la cual es

resistente al calor (hasta 350°C) y soporta ambientes abrasivos (ver hoja técnica en Anexo E).

Gráfico N° 5.40 Dispositivo Guía



Fuente: Elaboración propia.

La pieza 1 es deslizante sobre la pieza 2 y está conectada al brazo articulado y la pieza 2 a la máquina de arco sumergido.

Definido el dispositivo, generamos la siguiente lista de piezas.

Tabla 5.10
Lista de materiales de dispositivo guía

N° Pieza	Nombre	Material	Componentes	Longitud	Cantidad
2.1	Cuerpo 1	ASTM A36	Pl 9mm	100 x 438	1
2.2	Soporte Interior	ASTM A36	Pl 9mm	80 x 117	2
2.3	Tubo 1	ASTM A36	TB ø65	60mm	2
2.4	Esparrago	ASTM A36	BR ø1/2"	31mm	4
2.5	Resorte	ASTM A313(303)	ø3mm	348mm	2

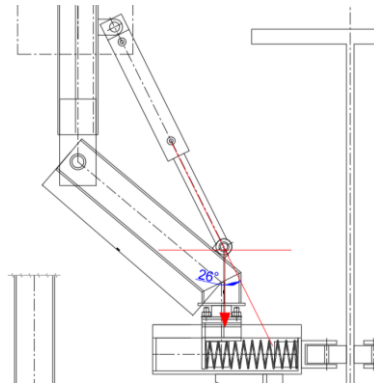
Fuente: Elaboración propia

- **Cálculo de Dispositivo Hidráulico:**

Calcularemos el diámetro del vástago y posteriormente del cilindro, con estos datos podemos ir a tablas de proveedores para decidir el mejor producto a usar.

Teniendo en cuenta que la carga a la que está sometido el actuador es relativamente pequeña, es posible que tengamos que optar por un actuador sobredimensionado.

Gráfico N° 5.41 Detalle de Actuador Hidráulico



Fuente: Elaboración propia

La carga vertical será de la misma magnitud que la usada para el cálculo de los perfiles estructurales, es decir, $W = 65\text{kg}$.

Transformando a newtons tenemos:

$$W = 65 \times 9.81$$

$$W = 637.65\text{N}$$

Esta carga forma un ángulo de 26° con la línea de acción del pistón en su punto más crítico, por lo que, descomponemos la acción de esta carga y usamos la que trabaja paralela al actuador.

$$F = W \times \cos 26^\circ$$

$$F = 573,11 \text{ N}$$

Pero el actuador debe ser capaz de superar el valor de esta carga para generar el movimiento de retracción como de extensión, entonces, sobreestimamos el valor de la fuerza multiplicándolo por el factor 1,5.

$$F = 1,5 \times 573,11$$

$$F = 716,39 \text{ N}$$

Ahora este valor de fuerza, será el que condicione el pandeo del vástago del actuador, entonces $F = F_{\text{pandeo}}$.

$$F_{\text{pandeo}} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_p^2 \times C.S} \quad \text{Ec.(20)}$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad = $2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

C.S : Factor de seguridad = 3,5 (recomendado para diseño)

L_p : longitud de pandeo.

I : Momento de inercia.

El valor de la longitud de pandeo la obtenemos de la Tabla N°2.7, para el caso de dos extremos articulados: $L_p = L = 622 \text{ mm}$.

El momento de inercia (I) para una barra de sección circular (vástago) está dado por:

$$I = \frac{\pi \times d_{\text{vástago}}^4}{64} \quad \text{Ec.(21)}$$

Reemplazando la Ec.(21) en la Ec.(20) y despejando el valor del diámetro del vástago tenemos:

$$d_{\text{vástago}} = \sqrt[4]{\frac{64 \times F_{\text{pandeo}} \times L_p^2 \times C.S}{\pi^3 \times E}} \quad \text{Ec.(22)}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$d_{\text{vástago}} = \sqrt[4]{\frac{64 \times 716,39 \times 622^2 \times 3,5}{\pi^3 \times 2,1 \times 10^{11}}}$$

$$d_{\text{vástago}} = 9,88 \sim 10 \text{ mm}$$

De la definición básica de presión:

$$P = F / A \quad \text{Ec.(5.23)}$$

Donde:

$$F = 716,39 \text{ N}$$

$$A = \pi \times d^4/4 \quad (d = d_{\text{vástago}})$$

Reemplazando valores en la Ec.(5.23):

$$P = 9,12 \text{ Mpa}$$

Sabiendo la presión podemos calcular el diámetro del cilindro hidráulico, ya que está definido por:

$$D_{\text{cilindro}} = \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times P} + d^2} \quad \text{Ec.(5.24)}$$

Donde todos los valores son conocidos, entonces:

$$D_{\text{cilindro}} = 11,63 \text{ mm}$$

El cual es un valor muy cercano al diámetro del vástago, por lo que, los proveedores recomiendan que el valor mínimo de:

$$D_{\text{cilindro}} = 23 \text{ mm}$$

Con estos valores, podemos escoger de tablas de actuadores comerciales cualquier equipo que satisfaga como mínimo las condiciones calculadas.

Por lo que, del catálogo del proveedor Cicrosa (ver Anexo F) seleccionamos el actuador modelo 700/250 con un diámetro de vástago de 20mm y diámetro de cilindro de 32mm, con un peso de 2,9 kg; el cual será suficiente para la necesidad de carga, se está escogiendo este modelo de cilindro hidráulico ya que es utilización comercial, de fabricarlo a medida, los costos se incrementarían en demasía.

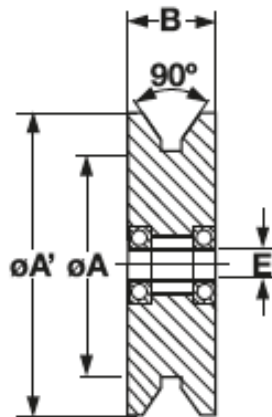
- **Selección de dispositivo eléctrico de control de velocidad:**

Se requiere de un dispositivo que permita variar la velocidad de desplazamiento de la estructura soporte (pórtico) para obtener el soldeo de variedad de espesores de ala-alma y diversos catetos.

El pórtico tendrá un motorreductor, pero se requieren velocidades de avance pequeñas y en un rango amplio para que el equipo de soldeo sea funcional y se limite a unos pocos espesores de ala-alma a soldar, esta velocidad también depende a lo indicado en los procedimientos calificados de soldadura (WPS).

Del Anexo G modelo ARV tenemos los siguientes datos:

Gráfico N° 5.42 Dimensiones de rueda de pórtico



Código	Referencia	Cotas mm.				Tipo de cojinete	Kg	Montar sobre eje ø
		A'	A	B	E			
18-56	075 ARVB6	75	50	35	20,0	II	860	20
18-58	100 ARVB6	100	72	40	20,0	II	1.140	20

Fuente: Catálogo de proveedor SITASA

Calcularemos la velocidad angular mínima que requerimos, para esto definimos las dimensiones de la rueda para el riel del pórtico, que para el modelo ARV es de 100mm.

De la experiencia laboral, en el uso de equipo de soldadura por arco sumergido, se puede fijar una mínima velocidad de avance de 50 cm/min.

Entonces la velocidad angular está definida por:

$$\omega = \frac{2 \times v}{d} \quad \text{Ec.(5.25)}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$\omega = \frac{2 \times 50}{10}$$

$$\omega = 2 \text{ rpm}$$

Este es un valor bastante pequeño para poder ser entregado por un motorreductor comercial, entonces lo más recomendable es usar un variador de velocidad.

La suma del peso del pórtico (250 kg), agregada a la de las máquinas de soldar (130kg entre ambos equipos), no es una resistencia considerable a vencer, seleccionaremos un motorreductor de dimensiones reducidas con una relación de transmisión que ofrezca una salida de al menos 500rpm.

Entonces, del catálogo del Anexo H, seleccionamos el modelo HT200 para una relación de transmisión i44.

Gráfico N° 5.43 Características de motorreductor

MOTORREDUCTORES HT DE DOS VELOCIDADES					COTAS											
REDUCTOR	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	MOTOR	POTENCIA (kW)	VELOCIDAD (r.p.m)	a	c	d	d2	h	h1	h2	n	s	t	v	k
HT 160	i27 i36 i64	MD71	0,3/0,06	3000/750	68	97	30	16	100	235	150	8	12	33,3	63	400
HT 200	i18 i22 i27 i35 i44	MD80	0,37/0,12	1500/500	74	106	35	16	125	281	178	10	16	38,3	80	445
		MD80P	0,55/0,18	1500/500												445

Fuente: Catálogo de proveedor PIMEG

El equipo seleccionado entrega en su relación de transmisión máxima (i44) una velocidad angular de 500rpm, para disminuir estos rpm seleccionaremos un variador de velocidad, debemos tener en cuenta que

se aconseja por experiencia en campo que el variador sea del doble de potencia del motor para evitar que se deteriore en corto tiempo.

Teniendo en cuenta esto seleccionamos el modelo ATV312HU11N4, el cual admite una potencia de entrada de hasta 1.5 HP.

Este dispositivo debe ser regulado para cada espesor de chapa a soldar según lo indicado en el WPS calificado.

- **Cálculo de costo de máquina de soldeo de vigas curvas:**

Tabla 5.11
Costo de materiales

Materiales	Tipo	Cant.	Peso (Kg)	US\$/Kg	Costo Parcial
W4x13lbs x 6000 TB	ASTM A36	1	116.34	0.78	90.75
2"x2"x3/16"x1700mm TB	ASTM A36 Gr.B	1	10.93	1.375	15.03
3"x3"x3/16"x1500mm TB	ASTM A36 Gr.B	1	15.35	1.375	21.11
4"x4"x3/16"x3500mm	ASTM A36 Gr.B	1	49.1	1.375	67.51
Pl 6x1500x6000mm	ASTM A36	1	423.9	0.7	296.73
Pl 9x1200x1200mm	ASTM A36	1	101.74	0.7	71.22
Barra ø40x165mm	ASTM A36	1	1.63	0.8	1.30
Barra ø42x50mm	ASTM A36	1	0.55	0.8	0.44
Barra ø19x65mm	ASTM A36	1	0.15	0.8	0.12
Barra ø82x65mm	ASTM A36	1	2.7	0.8	2.16
Barra ø1/2"x35mm	ASTM A36	1	0.04	0.8	0.03
Total Materiales (US\$)					566.40

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.12
Costo de equipos

Equipos	Cant.	P.U (US\$)	Costo Parcial
Fuente de poder (650A) + máquina de arco sumergido	1	12,450.00	12,450.00
Motorreductor + variador de velocidad	1	620.00	620.00
Actuador hidráulico	2	250.00	500.00
Total Equipos (US\$)			13,570.00

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se presentarán los costos asociados a la fabricación en taller de la máquina de soldeo para vigas curvas:

Tabla 5.13
Costo de mano de obra

Mano de obra	Cant.	h-h	US\$/h-h	Costo Parcial
Maestro Operario	1	220	4.81	1058.2
Oficial	3	176	2.02	1066.56
Soldador	2	44	4.15	365.2
Total Mano de Obra (US\$)				2489.96

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.14
Costo de consumibles

Consumibles	Cant.	Peso (Kg)	US\$/Kg	Costo Parcial
Soldadura E71T-1	3	15	3.85	173.25
Gas CO2	4	25	0.88	88
Disco de corte 4 1/2"	10		1.24	12.4
Disco de desbaste 7"	12		3.05	36.6
Disco de desbaste 4 1/2"	6		1.9	11.4
Escobilla circular 4 1/2"	3		6.72	20.16
Acetileno	2		10.9	21.8
Oxígeno	2		2.23	4.46
Total Consumibles (US\$)				368.07

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.15
Costo de equipos de taller

Equipos de taller	Cant.	h-m	US\$/h-m	Costo Parcial
Máquina de soldar 600A	2	44	1.71	150.48
Carrito de corte	1	44	3.36	147.84
Amoladora 7"	1	88	0.95	83.6
Amoladora 4 1/2"	2	176	0.9	316.8
Equipo oxicorte	1	44	0.33	14.52
Taladro magnético	1	24	0.5	12
Montacarga 4TN	1	24	10	240
Grúa pórtico	1	16	1.8	28.8
Total Equipos de taller (US\$)				994.04

Fuente: Elaboración propia.

Las labores de mecanizado, preparación superficial y pintura, serán realizadas como servicios tercerizados.

Tabla 5.16
Costo de servicios tercerizados

Servicios	Cantidad	US\$/m²	Costo Parcial (US\$)
Mecanizados	5		750
Granallado (m ²)	27	4	108
Pintura (m ²)	27	10	270
Total Servicios (US\$)			1,128.00

Fuente: Elaboración propia.

El sistema de pintura a usar será un primer anticorrosivo de 3mils y un acabado epóxico de 6mils, el cual es un sistema bastante usado en equipos industriales.

Finalmente, tenemos el siguiente cuadro resumen de costos:

Tabla 5.17
Costo de Máquina de Soldeo de Vigas Curvas

Partida	Ubicación	Costo (US\$)
Materiales	Tabla 5.11	566.40
Equipos	Tabla 5.12	13570.00
Mano de obra	Tabla 5.13	2489.96
Consumibles	Tabla 5.14	368.07
Equipos de taller	Tabla 5.15	984.04
Servicios	Tabla 5.16	1128.00
Costo Total (US\$)		19,106.47

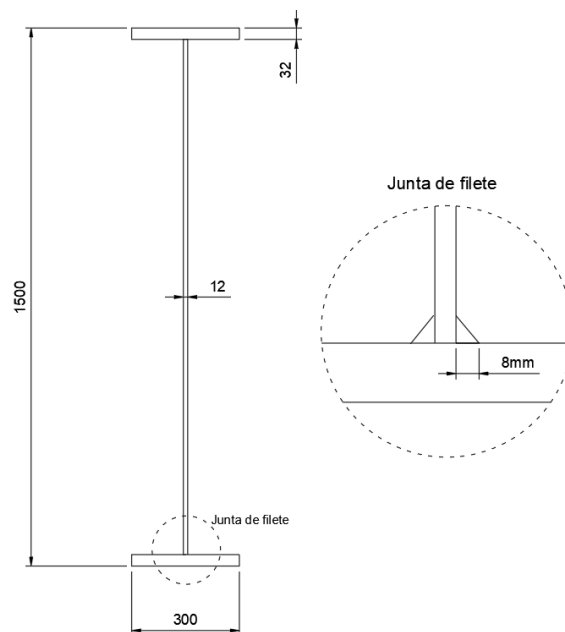
Fuente: Elaboración propia.

5.1.2 Aumento de la Productividad

Para dar un alcance comparativo entre procesos a continuación se mostrará un estudio real realizado a manera personal en una empresa metalmeccánica.

El proyecto a ejecutar requería el soldeo de vigas pre-fabricadas de espesor de ala de 32mm y alma de 12mm, con una longitud de entre 6m a 8m.

Gráfico N° 44 Vista de viga pre-fabricada



Fuente: Elaboración propia.

Para estos efectos había discrepancias entre realizar la soldadura de las vigas con proceso SAW o con proceso FCAW, teniendo en cuenta que las vigas eran rectas.

Dado que ya se contaba con una medición de ratios alcanzados en la empresa en estos dos procesos se realizó el siguiente cuadro comparativo.

Tabla 5.18
Proceso FCAW - Soldeo de vigas

Máquinas a usar	Ratio FACW	Horas por jornada	Kg FCAW x jornada	Peso Total de soldadura	Días de trabajo
8	0,74	10	59,2	651	11

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.19
Proceso SAW - Soldeo de vigas

Máquinas a usar	Ratio SAW	Horas por jornada	Kg SAW x jornada	Peso Total de soldadura	Días de trabajo
5	1,35	10	67,5	651	10

Fuente: Elaboración propia

Como se definió previamente los indicadores de productividad que utilizaremos son la Tasa de Deposición, Factor de Operación y la Eficiencia de Deposición.

La **Tasa de Deposición (T.D)**, está definida como los kilogramos de soldadura por hora de trabajo, que es la medición que usualmente se realiza en taller y que la denominamos ratio, en la *Tabla 5.9* observamos que el ratio para el proceso FCAW es de 0,74 Kg/hr, de igual forma en la *Tabla 5.10* es 1,35 kg/hr para el proceso SAW; comparando ambos valores con el indicador esperado, verificamos que el proceso SAW, cumple con las expectativas.

El **Factor de Operación (FO)**, que es un valor porcentual que relaciona el tiempo de arco efectivo por el tiempo total trabajado. Para esta medición se toman en cuenta los tiempos no efectivos de soldeo, comúnmente llamados “tiempos muertos”, como por ejemplo, acondicionamiento del equipo, esmerilado para el empalme de soldadura, cansancio por la posición de trabajo, maniobras, entre otras; en este punto encontramos una gran diferencia entre los procesos de soldadura evaluados.

En procesos semiautomáticos como es el caso de FCAW, los cordones de soldadura pueden realizarse en longitudes de entre 30-50cm, ya que la pistola es llevada de forma manual por el soldador; mientras que el proceso SAW, es automático y puede realizar un cordón de soldadura de cualquier longitud sin parar, esto implica que no existe tiempo de esmerilado entre empalmes de soldadura.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores en una jornada laboral de 10 horas, se alcanzaron las siguientes mediciones en promedio:

$$FO_{FCAW} = \frac{5.7}{10} \times 100\% = 57\%$$

$$FO_{SAW} = \frac{8.4}{10} \times 100\% = 84\%$$

Se observa que el factor de operación del proceso SAW es superior al proceso FCAW y se encuentra dentro del rango esperado en el indicador que es de 70 – 95%.

La **Eficiencia de Deposición (ED)**, es el porcentaje obtenido entre el peso de soldadura en la junta y el peso utilizado. Para evaluar este indicador, tenemos que tener presente que, en la práctica, en una longitud de 6m en el proceso FCAW se realizan de 10 a 11 empalmes, lo cual significa esmerilar y antes de empezar a soldar se suele dejar correr de entre 10 a 30cm el alambre de soldadura, dependiendo de la pericia de cada soldador, además para alcanzar un cateto de 8mm será necesario dos pases de soldadura, ya que los diámetro de alambre usados son de 1.2 a 1.6mm; en cambio para el proceso SAW, dado que se puede usar un diámetro de alambre de 2.5 a 4mm, la soldadura se realiza en un solo pase y puede ser continua, el exceso se produce porque este proceso requiere el uso de los llamados apéndices en los extremos de las vigas, esto es necesario para alcanzar la uniformidad del cordón de soldadura en las vigas.

De las dimensiones de la junta de filete en la Figura N°5.24, y teniendo en cuenta que una viga pre-fabricada tiene cuatro juntas de filete, podemos obtener el peso de soldadura de la junta.

$$\text{Peso de junta}[Kg] = \text{Volumen de junta}[m^3] \times \text{Densidad}[Kg/m^3]$$

Donde:

$$\text{Volumen de junta: } (8 \times 8 / 2) \text{mm}^2 \times 24 \text{m} = 0,768 \times 10^{-3} \text{m}^3$$

$$\text{Densidad: } 7850 \text{ kg/m}^3$$

Reemplazando valores tenemos:

Peso de junta = 6,03 Kg (teórico)

Peso de junta $_{FCAW}$ = 8,44 Kg

Peso de junta $_{SAW}$ = 6,63 Kg

Calculamos la eficiencia de deposición para cada proceso de soldadura:

$$ED_{FCAW} = \frac{6.03Kg}{8.44Kg} \times 100\% = 71\%$$

$$ED_{SAW} = \frac{6.03Kg}{6.63Kg} \times 100\% = 91\%$$

El valor del indicador esperado está entre 90-98%, por lo que el proceso SAW, cumple con el resultado esperado.

De la data anterior, tenemos el siguiente cuadro resumen:

Tabla 5.20
Resultados de Productividad

Proceso de soldadura	Indicadores de Productividad		
	T.D	F.O	E.D
	1,3 – 1,58 Kg/hr	70 – 95%	90 – 98%
FCAW	0,74	57	71
SAW	1,35	84	91

Fuente: Elaboración propia.

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados

A partir de los resultados obtenidos, aceptamos que el diseño de una máquina de soldeo de vigas curvas con proceso de soldadura automático SAW mejorará la productividad en la industria metalmeccánica.

Ya que en la actualidad para soldar vigas de alma llena no rectas solo se usan procesos semi-automáticos, los cuales dependen en demasía de la habilidad del soldador para ejecutar un trabajo adecuado y sin reprocesos; en cambio al usar una máquina capaz de soldar vigas rectas y curvas sin ningún problema, ya que se adapta a cualquier grado de curvatura de diseño; y además mediante un proceso automático de soldadura como es el de arco sumergido, eliminamos la acción directa del soldador y ayudantes de esmerilado, necesitando solo de un operador para realizar todo el proceso, resultando un cordón de soldadura homogéneo, de alta penetración y sin discontinuidades, por lo que, se obtienen (ver Tabla 5.20) mejores indicadores de productividad, como son: altas tasas de deposición o ratios de kilogramo por hora hombre (kg/hh), eficiencia de deposición superior al tener un mínimo desperdicio de alambre durante el tiempo operativo y por ende, un factor de operación considerablemente superior a otros procesos que se usen; estas características nos permiten afirmar la validez de la hipótesis planteada.

La descripción del análisis de esfuerzos es requisito fundamental para el diseño de la estructura soporte de la máquina de soldar y para esto, la ayuda

de un software de diseño como el Autodesk Inventor es una herramienta clave, nos permitió realizar un análisis de los esfuerzos que se producirían bajo diversas condiciones de carga en situaciones críticas, observando que haber optado por una estructura tipo pórtico produce una distribución uniforme de esfuerzos lo que da estabilidad a la máquina de soldar.

El cálculo y selección del dispositivo hidráulico permite absorber la deformación en el punto de unión del brazo articulado con el equipo de soldar, por lo que asegura que la máquina de soldar mantendrá el posicionamiento inicial a lo largo de todo el recorrido de la viga a soldar.

La selección de un dispositivo eléctrico como el variador de velocidad conectado al motorreductor nos permite tener una amplia gama de velocidades angulares, con lo que el diseño será efectivo para el soldeo de diversos espesores de alma-ala, factor que es de vital importancia, ya que es un equipo diseñado para una aplicación industrial y debe ajustarse a las exigencias de esta.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares

Los procesos de soldadura más automatizados, son superiores a los que requieren mayor intervención de habilidades humanas.

En el presente estudio comparamos un proceso automático de soldeo como es el SAW con otro semi-automático con el FCAW; de igual forma, Mazuera Robledo, Suárez Gómez, & Giraldo Barrada, (2011) publican un estudio experimental de productividad en soldadura, comparando el proceso semi-automático GMAW, con el proceso SMAW, concluyendo que los

procedimientos de soldadura que usan proceso GMAW son hasta cuatro veces más económicos y del orden del 20% más rápidos que los realizados con proceso SMAW, por lo que, el uso de procesos más automatizados generan un alto potencial de aumento en la producción.

Es importante mencionar que el marco del estudio y de la presente tesis es en condiciones de taller, donde se tiene la infraestructura y logística necesaria para la aplicación de estos procesos.

6.3 Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes

Los resultados obtenidos son producto de modelos de cálculo recomendados en diversas bibliografías y desarrollados bajo mi autoría.

Todas las referencias citadas han sido debidamente reconocidas en la investigación.

CONCLUSIONES

- En esta tesis se diseñó una máquina que permite soldar vigas curvas con el proceso SAW para mejorar la productividad en la industria metalmecánica, la cual, se evidencia al comparar los resultados de los tres indicadores de productividad de soldadura, con los procesos semiautomáticos usados comúnmente. Obteniendo las siguientes mejoras: Tasa de Deposición con un 54.8%, Factor de Operación con un 27% y la Eficiencia de Deposición con un 20%.
- Se calculó los esfuerzos mediante un software de diseño, para lo cual se usó el Autodesk Inventor, software muy usado en la industria metalmecánica para el cálculo de esfuerzos, con esta información se seleccionaron los perfiles principales del sistema estructural que componen la máquina de soldeo de vigas curvas, para esta selección se optó por medidas de perfiles comerciales y de la menor dimensión que cumpla con los valores de diseño, reduciendo el impacto en costos que esto representa.
- Se calculó y selecciono los dispositivos hidráulicos que posicionan la máquina de soldadura de proceso SAW. Para el cálculo, se empleó el método de fuerza de pandeo, que es el más usado y recomendado por los especialistas del ramo para determinar el diámetro de vástago y cilindro de un actuador hidráulico.
- Se seleccionó el dispositivo eléctrico que permita variar la velocidad de soldeo con proceso SAW de vigas curvas. Mediante un motorreductor y un variador de velocidad, se podrán alcanzar las velocidades requeridas en

los WPS para el soldeo de los diversos espesores de ala y alma de las vigas.

RECOMENDACIONES

- Generalmente, como es en este caso, la mejora en la productividad requiera de una inversión inicial en equipos, por lo que, es preferible se realice cuando la organización concrete un proyecto de envergadura, para obtener una retribución rápida de la inversión.
- Toda organización que se plantee un crecimiento en sus operaciones debería contar con un área de Investigación y Desarrollo donde se puedan generar proyectos como el presentado en esta tesis.
- La fuente de energía que abastezca al equipo de arco sumergido debería estar en el rango de los 1000A para que el equipo sea funcional en diversos espesores de chapa a soldar.
- Implementar una línea de operación para maximizar el efecto del incremento de la productividad, teniendo en cuenta que esta labor forma una cadena de secuencia de trabajo repetitiva.
- Este no es recomendable para uso de espesores de chapa menores a 8mm, ya que, el proceso de arco sumergido genera alto aporte de calor, pudiendo producir deformaciones en chapas delgadas.
- El operador del equipo debe estar calificado como soldador de arco sumergido según condiciones establecidas por la norma de fabricación que se esté aplicando.
- Verificar antes del inicio de labores que el riel del pórtico esté libre de impurezas, ya que esto puede afectar el trabajo de la máquina de soldar.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alvarez Sanchez, H. H. (2003). Modelado y Optimización de una placa (implante) para sujeción de injerto en la columna vertebral por el método de los elementos finitos. (*Tesis de Maestría*). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima.
- Barraco Serra, M. (1998). *Oleohidráulica Básica y Diseño de Circuitos*. Barcelona: Ediciones UPC.
- Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2017). *Mecánica de Materiales*. México D.F: Mc Graw-Hill.
- Blanco Romero, M. E. (2018). Metodología de diseño de máquinas apropiadas. (*Tesis Doctoral*). UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA, Barcelona.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México D.F: Mc Graw Hill.
- Escalante Cervera, V. (2003). *Diseño de Estructuras Metálicas*. Santo Domingo: LIMUSA.
- Gerdau Corsa. (2019).
<https://www.gerdau.com/gerdaucorsa/es/productsservices/products/Document%20Gallery/eleccion-tipo-de-acero.pdf>.
- Maya, E. (2014). *Métodos y Técnicas de Investigación*. México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Norton, R. L. (2009). *Diseño de Maquinaria*. México, D.F: Mac Graw Hill.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas un enfoque integrado*. México D.F: Prentice Hall.
- Quispe Salas, H. A. (2008). *Diseño de transmisión de potencia hidráulica de un alimentador de mineral de 150 HP (Tesis de pregrado)*. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima.
- Ramos Castiblanco, W. F. (2013). *Enseñanza de la Ley de Hooke a partir de la deformación en rocas, asistido con laboratorio convencional - virtual (Tesis de Maestría)*. Universidad Nacional de Colombia, Bogota.
- Rojas Lazo, O., & Rojas Rojas, L. (2006). Diseño Asistido por Computador. *Industrial data*, 9(1), 7-15.

- Santos De la Cruz, E., Rojas Lazo, O., Yenque Dedios, J., & Lavado Soto, A. (2014). Diseño y Construcción de Pistón Hidráulico. *Industrial Data*, 8(1), 013-017.
- Tenorio Quispe, R. (2014). Diseño y Simulación de una Máquina Pelletizadora de Fertilizantes de Cloruro de Potasio de 500 kg/h. Proyecto Bayovar - Piura. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional del Callao, Lima.
- Timoshenko, S., & Goodier, J. N. (1975). *Teoría de la Elasticidad*. Bilbao: URMO S.A de Ediciones.
- Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de Elementos de Máquina*. Pereira, Colombia: Editorial Universidad Tecnológica de Pereira.
- Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (1994). *El Método de los Elementos Finitos*. Madrid: Mc Graw Hill / Interamericana de España S.A.

ANEXOS

Anexo A

PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	INDICADORES	METODOLOGÍA
<p>Problema General</p> <p>¿Cómo diseña una máquina para soldeo de vigas curvas que mejore la productividad en la industria metalmecánica?</p>	<p>Objetivo General</p> <p>Diseñar una máquina que permita soldar vigas curvas con el proceso de soldadura SAW para mejorar la productividad en la industria metalmecánica.</p>	<p>Hipótesis General</p> <p>Si se diseña una máquina para soldeo de vigas curvas con proceso SAW, se logrará mejorar la productividad en la industria metalmecánica.</p>	<p>Variable Independiente:</p> <p>Máquina para soldeo de vigas curvas.</p>	<p>Sistema Mecánico:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Esfuerzos máximos en nodos críticos. - Longitud crítica del resorte. <p>Sistema Hidráulico:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Esfuerzo de pandeo de vástago. <p>Sistema Eléctrico:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Rango de transformación de velocidades 	<p>Tipo de Investigación</p> <p>a) Según el nivel de investigación: Descriptiva, evaluativa</p> <p>b) Según el propósito de la investigación: Aplicada</p>
<p>Problemas específicos</p> <p>¿Cómo seleccionar los componentes del sistema estructural de una máquina que permita el soldeo con proceso SAW de vigas curvas?</p>	<p>Objetivos específicos</p> <p>Calcular los esfuerzos, mediante software de diseño de los componentes estructurales de una máquina de soldeo con proceso SAW de vigas curvas.</p>	<p>Hipótesis Específicas</p> <p>Si se calculan los esfuerzos, mediante software de diseño de los componentes estructurales, se podrá construir la máquina de soldeo con proceso SAW de vigas curvas</p>			<p>Diseño de la Investigación:</p> <p>Diseño no experimental</p>
					<p>Técnicas e Instrumentos de recolección de datos</p> <p>Análisis de cálculo teórico, Tesis de diseño de máquinas, Tablas de diseño, Manuales de proveedores.</p>

<p>¿Cómo calcular y seleccionar los dispositivos hidráulicos que permitan posicionar la viga curva para el soldeo con proceso SAW?</p>	<p>Calcular y seleccionar los dispositivos hidráulicos necesarios que permitan posicionar la máquina de soldadura de proceso SAW.</p>	<p>Si se calculan y seleccionan los dispositivos del sistema hidráulico, se podrán posicionar la máquina de soldar y el dispositivo guía para soldar vigas horizontales curvas.</p>	<p>Variable dependiente</p>		<p>Procedimiento de recolección de datos</p> <p>Los datos se obtuvieron de fuentes primarias como: Tesis, libros, manuales, artículos de revistas de investigación, controles realizados en el ámbito laboral.</p>
<p>¿Cómo seleccionar los componentes electrónicos que permitan el soldeo con proceso SAW de vigas curvas?</p>	<p>Seleccionar el dispositivo eléctrico que permita variar la velocidad para el soldeo con proceso SAW de vigas curvas.</p>	<p>Si se seleccionan los dispositivos eléctricos para la adecuada velocidad del sistema de desplazamiento, se podrá soldar con proceso SAW las vigas curvas</p>			<p>Productividad en la industria metalmecánica.</p>

Anexo B

PROPIEDADES MECÁNICAS

NORMA TÉCNICA	GRADO	LÍMITE DE FLUENCIA MPa ≥	CARGA DE ROTURA MPa ≥	ELONGACIÓN % ≥
ASTM A 36/A 36M		250	400 - 550	21 (2") 20 (8")
ASTM A 572/A 572M	50	345	450 mín	21 (2") 16 (8")
ASTM A 992/A 992M		345	450 - 550	21 (2") 18 (8")

() Tamaño de probeta.

NORMAS EQUIVALENTES ó APROXIMADAS: ASTM A 709 Grado 50, CSA 350W, JIS G 3106 SM 490 YA

DIMENSIONES ESTÁNDAR

DESIGNACIÓN NOMINAL		PERALTE ALTURA ALMA (d) pulgada	ALA (b) pulgada	ESPESOR NOMINAL	
pulgada	lb/pie			ALA (f) mm	ALMA (w) mm
4"	13.00	4.16	4.060	8.76	7.11
5"	16.00	5.01	5.000	9.14	6.10
5"	19.00	5.15	5.030	10.92	6.86
6"	8.50	5.83	3.940	4.95	4.32
6"	9.00	5.90	3.940	5.46	4.32
6"	12.00	6.03	4.000	7.11	5.84
6"	16.00	6.28	4.030	10.29	6.60
6"	15.00	5.99	5.990	6.60	5.84
6"	20.00	6.20	6.020	9.27	6.60
6"	25.00	6.38	6.080	11.56	8.13
8"	10.00	7.89	3.940	5.21	4.32
8"	13.00	7.99	4.000	6.48	5.84
8"	15.00	8.11	4.015	8.00	6.22
8"	18.00	8.14	5.250	8.38	5.84
8"	21.00	8.28	5.270	10.16	6.35
8"	24.00	7.93	6.495	10.16	6.22
8"	28.00	8.06	6.535	11.81	7.24
8"	31.00	8.00	7.995	11.05	7.24
8"	35.00	8.12	8.020	12.57	7.87
8"	40.00	8.25	8.070	14.22	9.14
8"	48.00	8.50	8.110	17.40	10.16
8"	58.00	8.75	8.220	20.57	12.95
8"	67.00	9.00	8.280	23.75	14.48
10"	12.00	9.87	3.960	5.33	4.83
10"	15.00	9.99	4.000	6.86	5.84
10"	17.00	10.11	4.010	8.38	6.10
10"	19.00	10.24	4.020	10.03	6.35

TOLERANCIAS: De acuerdo al ASTM A 6/A 6M

LONGITUD ESTÁNDAR: 30 pies y 40 pies.

USOS: Edificios, puentes, grúas, estructuras en general, cerchas, etc.

Fuente: Manual de Productos de Comercial del Acero S.A – COMASA.

Anexo C

PROPIEDADES MECÁNICAS

NORMA TÉCNICA		LÍMITE DE FLUENCIA MPa ≥	CARGA DE ROTURA MPa ≥	ELONGACIÓN MÍNIMO %
DEL TUBO	DEL ACERO			
ASTM A 500/A 500M	ASTM A500 GRADO A	269	310	25
ASTM A 500/A500M	ASTM A1011 CS TIPO B	-	≈ 290	≈ 25

(≈) Solo como dato referencial.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES (Pesos en kg/m)

SISTEMA INGLÉS

DIMENSIONES EXTERIORES	ESESORES EN MILÍMETROS								
	1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0
1"		1.36	1.50	1.70	1.84	2.17			
1 1/4"		1.71	1.90	2.16	2.34	2.77			
1 1/2"		2.07	2.29	2.62	2.84	3.37			
2"		2.79	3.09	3.54	3.83	4.56	5.99		
3"			4.69	5.37	5.83	6.96	9.18		
4"			6.28		7.82	9.35	12.37	13.86	

SISTEMA MÉTRICO

25.0 mm	1.12	1.33	1.47		1.81				
30.0 mm		1.62	1.79						
38.0 mm		2.07	2.29		2.83	3.36			
40.0 mm		2.18	2.41		2.99	3.55			
50.0 mm		2.75	3.04		3.77	4.49		6.57	8.53
75.0 mm			4.61		5.73	6.84	9.03	10.10	13.24
80.0 mm			4.93		6.13	7.31	9.65	10.81	
100.0 mm			6.18		7.70	9.20	12.17	13.63	17.95

DIMENSIONES Y TOLERANCIAS: De acuerdo al ASTM A 500/A 500M.

TOLERANCIA EN EL ESPESOR: Más menos 10% del espesor nominal.

LONGITUD: 6.0 metros.

ACABADOS: Negro aceitado o galvanizado.

USOS: Estructuras, carpintería metálica en general, rejas, cercos, portones, etc.

Fuente: Manual de Productos de Comercial del Acero S.A – COMASA.

Anexo D

MAXsa[®] 22 Cabezal de alimentación

Cabezal de alimentación de Automatización Rígida de arco sumergido

Diseñada específicamente para aplicaciones de Automatización Rígida, el cabezal de alimentación MAXsa[®] 22 proporciona una alimentación precisa de alambre de alambres de arco sumergido de gran diámetro. Con base en la comprobada caja de engranes y el cuerpo de aluminio fundido de Lincoln, el modelo MAXsa[®] 22 presenta un motor de alto par de torsión de 40 V CD con imán permanente, que proporciona suficiente tracción para empujar un alambre sólido de hasta 7/32 in. (5,6 mm) de diámetro. Se puede alcanzar una velocidad máxima de hasta 500 ppm (12,7 m/min) cambiando la relación de los engranes.



Procesos

Arco sumergido



Características principales

- **Configuración flexible** – se puede usar en aplicaciones sencillas, en tándem, Twinarco o con arcos múltiples.
- **Control de velocidad de bucle cerrado** – Facilita el control total del arranque, operación y paro de la velocidad de alimentación de alambre.
- **Clasificada IP23** – Probada para resistir ambientes agresivos.
- **Se incluyen juegos de engranes adicionales** – Usados para cambiar la relación de velocidad para cumplir con los requerimientos de su aplicación.
- **Rotación en varios ejes**– Ajuste de rotación del cabezal de alimentación en dos planos, que permite el ajuste flexible y preciso de los accesorios o la ubicación del arco. Se puede lograr una flexibilidad adicional en la posición con los ajustadores opcionales horizontal y vertical.
- **Accesorios estándar** – Incluyendo un enderezador ajustable de alambre, ajustador de costura cruzada, válvula eléctrica de la tolva de fundente, y abrazadera de montaje para la carretilla TC-3.

Especificaciones técnicas

Nombre del producto	Número del producto	Energía de entrada	Salida nominal Corriente/Ciclo de trabajo	Alimentador de alambre		Rango de tamaño de alambre ⁽¹⁾ Sólido	Dimensiones A x A x P in. (mm)	Peso neto lb (kg)
				Caja de velocidades	Rango de velocidades ⁽¹⁾ ppm (m/min)			
Cabeza de alimentación MAXsa [®] 22 (incluye tolva de fundente)	K2370-2	40 V CD	1000 A / 100%	142:1 ⁽¹⁾	de 15 a 200 (0,4 - 5,0)	3/32- 7/32 (2,4 - 5,6)	23,5 x 17 x 20 (597 x 432 x 508)	80 (36,3)
				95:1 ⁽¹⁾	de 15 a 300 (0,4 - 7,6)	1/16 - 1/8 (1,6 - 3,2)		
				57:1 ⁽¹⁾	de 50 a 500 (1,3 - 12,7)	1/16 - 3/32 (1,6 - 2,4)		

⁽¹⁾ juego de engranes 142:1 es el estándar. Se proporcionan juegos adicionales de engranes para conversión de 95:1 y 57:1 con el impulsor de alambre (K2370-2, K2312-2, o K2311-1).

Fuente: Manual de Lincoln Electronic – Sistemas Digitales de Soldadura.

Anexo E

100 mm.

TT Monobloque de Termofort® color castaño

INTERIOR
4
100 Kg.



11-88
100 TTT4

PARTICULARIDADES:

- Monobloque de termoespuma (vulcanizado) resistente al calor: Termofort®.
- Especialmente concebido para trabajar a temperatura (-40°C a +350°C en servicio continuo).
- Casquillos de teflón T (auto lubricantes y anti-ruido) incorporados en las suelas.
- Banda de rodadura dura.

APLICACIONES:

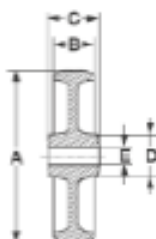
- Certificados para el uso en industria alimentaria: no deprenden gases tóxicos.
- Carros para panificación y pastelería (hornos rotativos), cámaras de congelación, autoclaves, manipulación y conservación de la carne, industria farmacéutica, etc...

PROPIEDADES:

- Excelente resistencia al agua, disolventes, aceites, ácidos, etc.
- Garantizan una alta resistencia a los impactos térmicos debidos a incrementos o decrementos rápidos de la temperatura.

PRECAUCIONES:

- Velocidad máxima recomendada 4 Km/h.



RESISTE AL CALOR HASTA + 350°C

Código	Referencia	A	B	C	D	E	Tipo de cojinete	Peso Kg	Montar en soporte catapala
11-88	100 TTT4	100	35	45	28	10,2	==	100	4

100 mm.

TC Núcleo de Termotex® color negro Banda de caucho color negro

INTERIOR
4
75 Kg.



11-88
100 TCT4

PARTICULARIDADES:

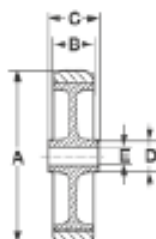
- Banda de caucho (vulcanizado) sobre un núcleo de Termotex®.
- Especialmente concebido para trabajar a temperatura (-30°C a +250°C en servicio intermitente).
- Casquillos de teflón T (auto lubricantes y anti-ruido) incorporados en las suelas.
- Banda de rodadura blanda (85±2° SHORE A).

APLICACIONES:

- Carros para panificación y pastelería (hornos rotativos), cámaras de congelación, autoclaves, manipulación y conservación de la carne, industria farmacéutica, etc... Y en especial en silos donde se requiere especial protección del pavimento y el equipo, y una muy baja rumorosidad.

PRECAUCIONES:

- Las correspondientes a las ruedas de Termotex (ver página 24) y a las ruedas de caucho (ver página 18).
- Las máximas prestaciones están garantizadas para 30 minutos de trabajo continuo en el horno seguidos de 30 minutos de enfriamiento a temperatura ambiente.
- Velocidad máxima recomendada 4 Km/h.



ELÁSTICA

RESISTE AL CALOR HASTA + 250°C

Código	Referencia	A	B	C	D	E	Tipo de cojinete	Peso Kg	Montar en soporte catapala
11-88	100 TCT4	100	25	45	40	10,2	==	75	4

25

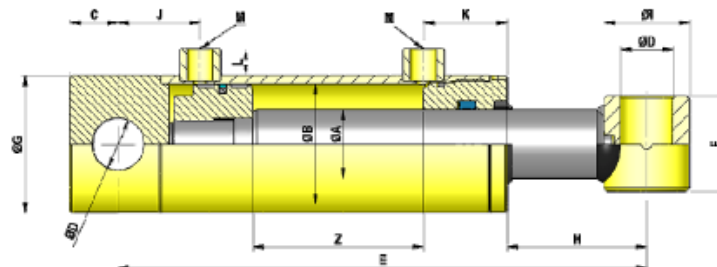
Anexo F



Cilindros estándar de doble efecto [Serie 700]

Double acting standard cylinders [Series 700] / Vérins standard double effet [Série 700]

REF.	Ø A	Ø B	Z CARRERA STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	Vol. (L)	Peso Weight (Kg.)
700/05			50	205											0,04	1,7
700/10			100	255											0,08	2,0
700/15			150	305											0,12	2,3
700/20			200	355											0,16	2,6
700/250			250	405											0,20	2,9
700/30			300	455											0,24	3,2
700/350			350	505											0,28	3,4
700/400			400	555											0,32	3,6
700/500			500	655											0,40	4,2
700/600	20	32	600	755	16	16,2	35	40	28	30	47	35	9,5	1/4	0,48	4,8
700/700			700	855											0,56	5,3
700/800			800	955											0,64	6,2
700/900			900	1055											0,72	6,8
700/1000			1000	1155											0,80	7,2
700/1100			1100	1255											0,89	8,0
700/1200			1200	1355											0,97	8,6
700/1300			1300	1455											1,05	9,2
700/1400			1400	1555											1,13	9,8
700/1500			1500	1655											1,21	10,4
701/1			100	270											0,13	2,9
701/150			150	320											0,19	3,4
701/2			200	370											0,25	3,8
701/250			250	420											0,31	4,4
701/3			300	470											0,38	4,7
701/350			350	520											0,44	5,3



Anexo G

CARGA MÁX. 6

6

875 a 700 Kg.

HRV Monobloque de hierro fundido color gris para riel angular perfil en V

Ø 125 y 150 mm.

Ejemplo de rueda:



18-50/5
125 HRV6



PARTICULARIDADES:

- Se obtienen por fundición de hierro con perfil laminar según DIN 1691.
- Banda de rodadura mecanizada de pisada dura (190-205 HRB).
- Montaje sobre eje de acero rectificado a 20 mm. H7, o sobre soportes fijos de la serie (Ver páginas 100 y 103). Consultar.
- Se deslizan sobre ángulos de acero que se fijan invertidos sobre el suelo.
- Al rodar sobre riel es metálicos se reduce el esfuerzo al desplazamiento y se protegen los pavimentos.
- Estas ruedas con perfil en V a 90° ofrecen una forma económica de guiado sobre riel.

APLICACIONES:

- Vagonetas, carros de fábrica, puertas comederas, cadenas de montaje, etc...

PROPIEDADES Y PRECAUCIONES:

- Las indicadas para las ruedas de hierro fundido (Ver pág. 37).
- Velocidad máxima recomendada a 6 Km/h.

Código	Referencia	Cotas mm.					Tipo de cojinete	Ø Kg	Montar en soporte categoría
		A'	B	C	D	E			
18-50/5	125 HRV6	125	45	60	65	20,0	III	875	6-F10
18-51	150 HRV6	150	45	60	65	20,0	III	700	6-F10

CARGA MÁX. 6

6

880 a 1.140 Kg.

ARV Monobloque de acero mecanizado color gris para riel angular perfil en V

Ø 75 y 100 mm.

Ejemplo de rueda:



18-58
100 ARV6



PARTICULARIDADES:

- Mecanizadas de barras de acero fundido conforme a la norma EN 10083 C45.
- Máxima capacidad de soportar cargas y no presentan la fragilidad de las ruedas de hierro fundido.
- Montaje sobre eje de acero rectificado a 20 mm. H7, o sobre soportes fijos adecuados.
- Se deslizan sobre ángulos de acero que se fijan invertidos sobre el suelo.
- Al rodar sobre riel es metálicos se reduce el esfuerzo al desplazamiento y se protegen los pavimentos.
- Estas ruedas con perfil en V a 90° ofrecen una forma económica de guiado sobre riel.

APLICACIONES:

- Vagonetas, carros de fábrica, puertas comederas, cadenas de montaje, etc...

PROPIEDADES Y PRECAUCIONES:

- En general parecidas a las ruedas de hierro fundido (Ver página 37).
- Velocidad máxima recomendada a 6 Km/h.

Código	Referencia	Cotas mm.				Tipo de cojinete	Ø Kg	Montar sobre riel
		A'	A	B	E			
18-58	075 ARV6	75	50	35	20,0	III	880	20
18-58	100 ARV6	100	72	40	20,0	III	1.140	20

Anexo H

Motorreductores HT de dos velocidades

- Motores de rotor cónico trifásicos de dos velocidades, con freno mecánico que actúa al no llegar tensión al motor. Se eliminan las averías de los frenos de bobina.
- Reductor de ejes paralelos con engranajes helicoidales, que reducen las emisiones acústicas, con una gama de relaciones de transmisión que se adaptan a las distintas necesidades de los equipos a los que se pueden acoplar.
- Acoplamiento elástico entre motor y reductor.
- Protección IP 54.



• **Principales aplicaciones de los motorreductores en equipos de elevación**

Traslación para grúas puente y grúas pórtico	Traslación para carros monorraíl	Traslación para carros transbordadores	Traslación para carros birraíl
			

Características de los motorreductores

MOTORREDUCTORES HT DE DOS VELOCIDADES					COTAS											
REDUCTOR	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	MOTOR	POTENCIA (kW)	VELOCIDAD (r.p.m)	a	c	d	d2	h	h1	h2	n	s	t	v	k
HT 160	i27	MD71	0,3/0,06	3000/750	68	97	30	16	100	235	150	8	12	33,3	63	400
	i36															
HT 200	i64	MD80	0,37/0,12	1500/500	74	106	35	16	125	281	178	10	16	38,3	80	445
	i22															
	i27															
	i35															
HT 250	i44	MD90D	0,55/0,18	1500/500	78	118	40	18	145	336	207	12	16	43,3	96	488
	i27															
	i36															
	i46															
	i54															
HT 315	i72	MD90P	1,1/0,37	1500/500	98	142	50	22	174	387	244	14	17	53,8	110	611
	i35															
	i45															
	i59	MD100PD	1,5/0,5	1500/500	98	142	50	22	174	387	244	14	17	53,8	110	611
	i71															
	i59															
	i71	MD100P	2,2/0,75	1500/500	98	142	50	22	174	387	244	14	17	53,8	110	611
	i71															

Pimeg
 Polipastos Instalaciones Meg S.L.
 C/ Bernat Metge nº 35
 08205 Sabadell
 Barcelona

Fuente: Catálogo de proveedor Pimeg, p.2

Anexo I

Calibre del variador (continuación)

Tensión de alimentación trifásica: 380...500 V 50/60 Hz

Para salida trifásica a motores de 380/500 V

Motor		Alimentación de red (entrada)					Variador (salida)		Referencia	Tamaño
Potencia indicada en la placa (1)		Corriente de línea máx. (2)		Potencia aparente	Corriente interna máx. (3)	Disipación de alimentación en corriente nominal	Corriente nominal (1)	Corriente transitoria máx. (1) (4)		
kW	HP	a 380 V	a 500 V						kVA	A
0.37	0.5	2.2	1.7	1.5	10	32	1.5	2.3	ATV312H037N4(5)	6
0.55	0.75	2.8	2.2	1.8	10	37	1.9	2.9	ATV312H055N4(5)	6
0.75	1	3.6	2.7	2.4	10	41	2.3	3.5	ATV312H075N4(5)	6
1.1	1.5	4.9	3.7	3.2	10	48	3.0	4.5	ATV312HU11N4(5)	6
1.5	2	6.4	4.8	4.2	10	61	4.1	6.2	ATV312HU15N4(5)	6
2.2	3	8.9	6.7	5.9	10	79	5.5	8.3	ATV312HU22N4(5)	7
3	3	10.9	8.3	7.1	10	125	7.1	10.7	ATV312HU30N4(5)	7
4	5	13.9	10.6	9.2	10	150	9.5	14.3	ATV312HU40N4(5)	7
5.5	7.5	21.9	16.5	15.0	30	232	14.3	21.5	ATV312HU55N4(5)	8
7.5	10	27.7	21.0	18.0	30	269	17.0	25.5	ATV312HU75N4(5)	8
11	15	37.2	28.4	25.0	97	397	27.7	41.6	ATV312HD11N4(5)	9
15	20	48.2	36.8	32.0	97	492	33.0	49.5	ATV312HD15N4(5)	9

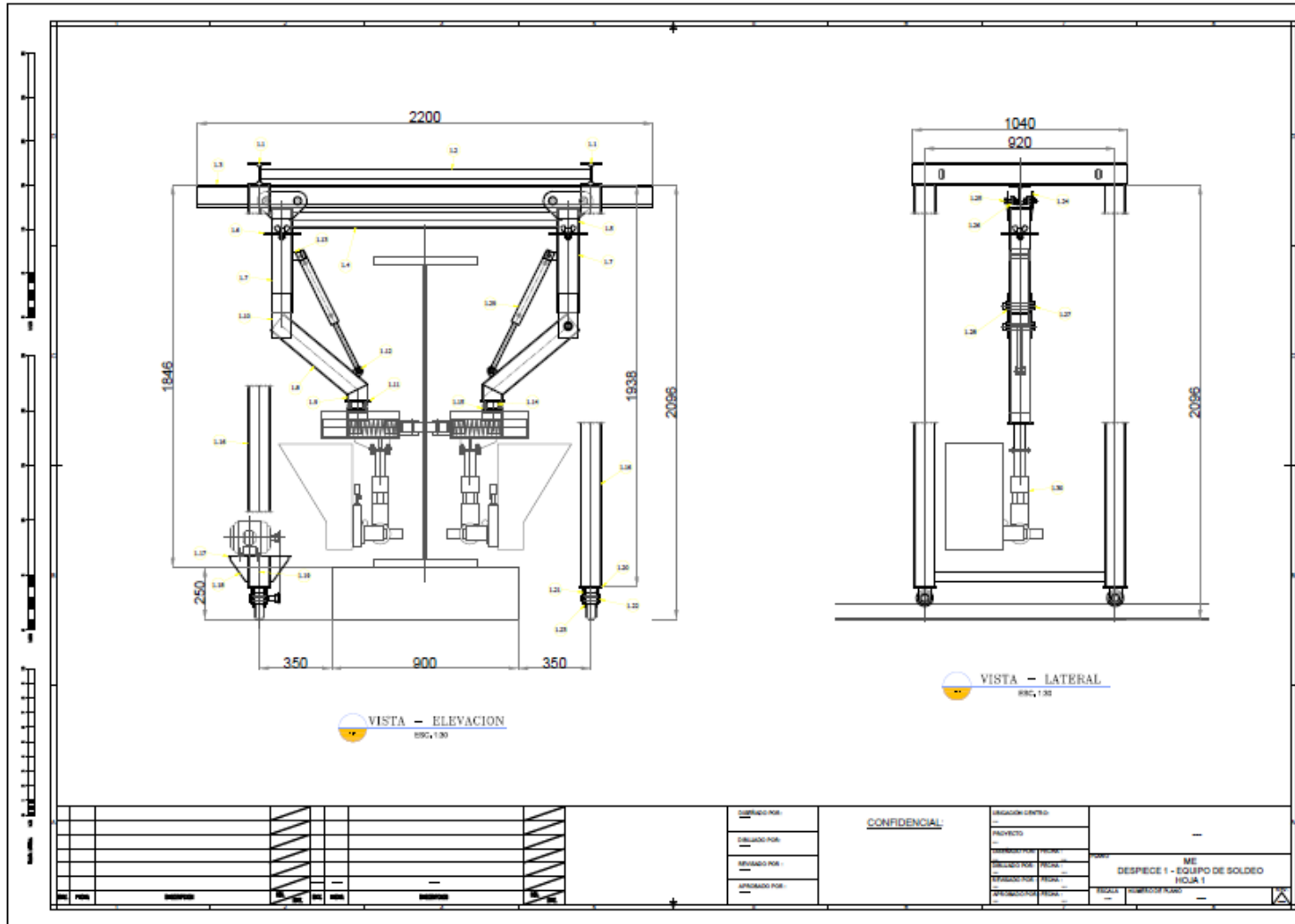
Tensión de alimentación trifásica: 525...600 V 50/60 Hz

Para salida trifásica a motores de 525/600 V

Motor		Alimentación de red (entrada)					Variador (salida)		Referencia	Tamaño
Potencia indicada en la placa (1)		Corriente de línea máx. (2)		Potencia aparente	Corriente interna máx. (3)	Disipación de alimentación en corriente nominal	Corriente nominal (1)	Corriente transitoria máx. (1) (4)		
kW	HP	a 525 V	a 600 V						kVA	A
0.75	1	2.8	2.4	2.5	12	36	1.7	2.6	ATV312H075S8(6)	6
1.5	2	4.8	4.2	4.4	12	48	2.7	4.1	ATV312HU15S8(6)	6
2.2	3	6.4	5.6	5.8	12	62	3.9	5.9	ATV312HU22S8(6)	7
4	5	10.7	9.3	9.7	12	94	6.1	9.2	ATV312HU40S8(6)	7
5.5	7.5	16.2	14.1	15.0	36	133	9.0	13.5	ATV312HU55S8(6)	8
7.5	10	21.3	18.5	19.0	36	165	11.0	16.5	ATV312HU75S8(6)	8
11	15	27.8	24.4	25.0	117	257	17.0	25.5	ATV312HD11S8(6)	9
15	20	36.4	31.8	33.0	117	335	22.0	33.0	ATV312HD15S8(6)	9

Fuente: Catálogo de proveedor Schneider Electric, p.11

Anexo K



ANEXO P

