



Detección y corrección de defectos en la rectitud de tubos con costura en línea conformadora

BRUNO, Luciano Rafael
CABRERA, Facundo

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2024

Detección y corrección de defectos en la rectitud de tubos con costura en línea conformadora

BRUNO, Luciano Rafael

CABRERA, Facundo

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al

título de:

Ingeniero Mecánico

Directores:

Ing. Pedro Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2024

Dedicatorias

Luciano Bruno:

A mi familia por el apoyo incondicional durante mi carrera universitaria.

A mi novia Nicole, por su apoyo constante a lo largo de este proceso, en los momentos felices y en los más desafiantes.

Facundo Cabrera:

A mis padres, cuyo amor incondicional y apoyo constante fueron el cimiento de este logro.

A Celina, mi compañera de vida, por su aliento, comprensión y amor incondicional en cada paso del camino.

Y a todos aquellos que me acompañaron en este camino: mis amigos, mi familia, mis compañeros... Gracias por su cariño, apoyo y aliento constante.

Resumen

Las líneas conformadoras de tubos con costura son máquinas con una larga trayectoria en el mercado, pero poco han evolucionado en los últimos 50 años desde su concepto base. Estas requieren de un alto conocimiento y experiencia para lograr una puesta a punto eficiente y de buena calidad, y aún así se suele descartar un alto porcentaje de la producción total por fallas generadas durante el conformado.

Muchas de estas fallas están asociadas a problemas en la rectitud de los tubos. La norma IRAM-IAS U500-2592 establece que “la discrepancia en rectitud en tubos con diámetros mayores a 16 mm, no debe ser mayor que 1,33 mm para un largo de 1000 mm...”. La práctica común de los fabricantes de tubos es recortar manualmente una muestra mayor a 1000 mm de longitud cada una cierta cantidad de tubos conformados, se analiza y de no cumplir con los requerimientos se descarta todo lo producido desde la última muestra aprobada.

Nuestro proyecto busca automatizar y mejorar el sistema de medición y control de rectitud en los tubos conformados. Con la información de la medición se propondrá un mecanismo capaz de tomar acciones en la línea conformadora para lograr las rectitudes conforme a la norma.

Con la implementación de estos desarrollos se busca aumentar la productividad, disminuyendo la cantidad de lotes no conformes. Y a su vez mejorando los puestos de trabajo en cuestiones de higiene y seguridad, ya que no se necesitará extraer las muestras de la línea.

Palabras clave: Conformadora, tubos con costura, rectitud, medición, defectos, automatización.

Abstract

Seamed tube forming lines are machines with a long history in the market, but they have evolved little in the last 50 years from their basic concept. These require a high level of knowledge and experience to achieve efficient and high-quality setup, and yet around a big percentage of the total production is usually discarded due to failures generated during forming.

Most of these failures are associated with problems in tube straightness. The IRAM-IAS U500-2592 standard establishes that "the discrepancy in straightness in tubes with diameters greater than 16 mm should not be greater than 1.33 mm for a length of 1000 mm...". The common practice of tube manufacturers is to manually cut a sample longer than 1000 mm in length from a certain number of formed tubes, it is analyzed and if it does not meet the requirements, everything produced since the last approved sample is discarded.

Our project seeks to automate and improve the measurement and control system for straightness in seamed tubes. With the measurement information, a mechanism will be proposed capable of taking actions on the forming line to achieve straightness according to the standard.

With the implementation of these developments, it is intended to increase productivity, reducing the amount of non-conforming batches. And at the same time, improving jobs in terms of hygiene and safety, since it will not be necessary to extract samples from the line.

Keywords: Forming machine, seamed tubes, straightness, measurement, defects, automation.

Contenido

Resumen.....	4
Abstract.....	5
Contenido.....	6
Introducción.....	8
Capítulo 1: Material y propiedades de los tubos.....	10
1.1 Normativas.....	10
1.2 Material.....	11
Capítulo 2: Proceso de conformado de tubos con costura.....	12
2.1 Proceso.....	12
2.1.1 Preparación del material.....	12
2.1.2 Conformado.....	13
2.1.3 Soldadura.....	16
2.1.4 Rebabado.....	19
2.1.5 Enfriamiento.....	20
2.1.6 Calibración.....	21
2.1.7 Cabezas de turco.....	22
2.1.8 Corte a longitud.....	23
2.1.9 Protección y empaquetado.....	24
2.2 Deformaciones en el conformado.....	25
2.2.1 Deformación transversal.....	25
2.2.2 Deformaciones redundantes.....	26
Capítulo 3: Análisis de diseño, requerimientos y propuestas.....	29
3.1 Objetivos.....	29
3.1.1 Objetivo principal.....	29
3.1.2 Objetivos secundarios.....	29
3.2 Requerimientos.....	30
3.2.1 Fuerza necesaria para deformación plástica.....	30
3.2.2 Deformación plástica en frío.....	31
3.2.3 Deformación plástica en caliente.....	42
3.2.4 Rigidez del mecanismo.....	43
3.3 Propuestas.....	45
3.3.1 Propuesta 1: Enderezador por deformación plástica en frío.....	45
3.3.2 Propuesta 2: Enderezador por deformación plástica en caliente.....	46
3.3.3 Propuesta 3: Enderezador rotativo.....	47
3.4 Selección de propuesta.....	49
Capítulo 4: Desarrollo de la propuesta seleccionada.....	52

4.1 Estructura.....	52
4.1.1 Carro Y.....	53
4.1.2 Carro Z.....	55
4.1.3 Carro A.....	57
4.1.4 Base.....	60
4.2 Motorización.....	61
4.2.1 Potencia de motores eléctricos.....	61
4.2.2 Selección de motores comerciales:.....	64
4.3 Simulaciones.....	67
4.3.1 Análisis de resistencia.....	67
4.4 Selección de componentes.....	85
4.4.1 Tornillos de bolas.....	85
4.4.2 Guías lineales.....	91
4.4.3 Cilindros hidráulicos.....	94
4.5 Medición de rectitud.....	99
4.5.1 Métodos de medición.....	100
Métodos mecánicos:.....	100
1. Medición del extremo con regla:.....	100
2. Medición del punto medio con regla:.....	100
3. Sensores de resorte:.....	101
4. Sensores de presión:.....	102
Métodos ópticos:.....	103
5. Medición de distancia:.....	103
6. Sensores de triangulación láser:.....	103
7. Métodos Skyline:.....	104
4.5.2 Selección de método.....	106
Conclusiones y recomendaciones.....	107
Conclusiones.....	107
Recomendaciones.....	108
Bibliografía.....	109
Anexo: planos y catálogos comerciales.....	110

Introducción

La producción de tubos con costura en líneas conformadoras es un proceso industrial de gran relevancia en diversos sectores en la actualidad. La rectitud de estos tubos es un factor crítico que influye directamente en la calidad del producto final y en su desempeño en aplicaciones posteriores. Durante el proceso de conformado pueden surgir defectos de rectitud que afectan negativamente la calidad del producto, el medio ambiente y generan pérdidas económicas.

El problema de la rectitud en los tubos conformados ha sido abordado tradicionalmente mediante métodos de inspección manual, lo que implica un alto consumo de tiempo y una dependencia del criterio del operario. En la actualidad, las exigencias del mercado requieren soluciones más eficientes, precisas y automatizadas que permitan reducir desperdicios y mejorar la calidad del producto final. Este proyecto busca desarrollar una solución para mejorar la rectitud de la producción de tubos con costura de sección circular, cuadrada y rectangular, fabricados en aceros de bajo carbono con un espesor máximo de 4 mm. La solución propuesta se basa en la detección y corrección automatizada de los defectos de rectitud, minimizando los riesgos para los operarios y garantizando el cumplimiento de normativas técnicas específicas.

La norma IRAM-IAS U 500-2592 establece que la discrepancia en rectitud en tubos con diámetros mayores a 16 mm no debe superar los 1,33 mm por cada 1000 mm. Actualmente, la inspección de la rectitud se realiza manualmente tomando muestras aleatorias, lo que conlleva la posibilidad de descartar lotes completos si se detecta una desviación fuera del rango permitido. Esto implica una reducción en la eficiencia productiva y un incremento en los costos operativos debido a la producción de piezas no conformes. En este contexto, la implementación de un sistema automatizado de medición y corrección de defectos de rectitud representa una mejora significativa en la productividad y calidad del proceso.

Para lograr este objetivo, se han analizado diversas metodologías de enderezado, considerando factores como la precisión, la adaptabilidad a distintas líneas conformadoras, la eficiencia energética y la robustez estructural del mecanismo.

El alcance de este proyecto abarca el diseño, análisis y validación de un sistema de enderezado que pueda integrarse en líneas conformadoras ya existentes. Se considerarán aspectos clave como la selección de materiales, el diseño estructural del mecanismo, el análisis de esfuerzos y la implementación de un sistema de control automatizado. Adicionalmente, se realizarán simulaciones para evaluar el desempeño del dispositivo y su capacidad de cumplir con los estándares normativos establecidos.

No obstante, es importante considerar ciertas limitaciones del estudio. La solución propuesta está diseñada específicamente para tubos de hasta 4 mm de espesor y no contempla variaciones en la composición química de los materiales procesados. Asimismo, la integración del sistema en líneas de producción con restricciones de espacio puede presentar desafíos adicionales que deberán abordarse en futuras etapas de desarrollo.

En definitiva, este proyecto busca proporcionar una solución innovadora para mejorar la calidad y eficiencia en la producción de tubos con costura. La implementación de esta tecnología permitirá optimizar los procesos de conformado, reducir el desperdicio de material y mejorar las condiciones de trabajo de los operarios. A largo plazo, los resultados obtenidos podrían servir como referencia para la implementación de soluciones similares en otras aplicaciones industriales que requieran un control preciso de la geometría de sus productos.

Capítulo 1: Material y propiedades de los tubos

1.1 Normativas

Los tubos son fabricados y regulados según la normativa IRAM-IAS U 500-2592, en ésta se establecen las propiedades de los tubos de acero al carbono con costura, para uso estructural.

Se incluyen los tubos de sección circular, cuadrada y rectangular conformados en frío y soldados por resistencia eléctrica, obtenidos a partir de chapas y flejes de acero laminados en frío o en caliente. Las secciones tendrán un perímetro máximo de 1626 mm y un espesor máximo de 15,9 mm, pero en nuestro caso trabajaremos con líneas conformadoras de hasta 5" de diámetro y 4 mm de espesor.

También establece que la discrepancia en rectitud en tubos con diámetros mayores a 16 mm, no debe ser mayor que 1,33 mm para un largo de 1000 mm. Este es un dato clave para la ejecución de nuestro proyecto.

Tabla 1-1: Características mecánicas según norma IRAM-IAS 500-2592:2004 [1].

Denominación del tubo*	Resistencia a la tracción mínima F_u (MPa)		Limite de fluencia mínimo F_y (MPa)			Alargamiento de rotura** mínimo $L_0 = 50 \text{ mm}$ (%)	
	sección circular	sección cuadrada y rectangular	sección circular		sección cuadrada y rectangular	sección circular	sección cuadrada y rectangular
			$D/t \leq 10$	$D/t > 10$			
TE-20	310	310	200	200	220	15	13
TE-22	320-470	320-470	225	215	237	22	20
TE-30	460-610	460-610	310	295	325	19	17
TE-36	500-650	500-650	373	355	390	19	17

* La denominación de estos tubos en sus dos últimos dígitos corresponde a la denominación adoptada en las normas IRAM-IAS U 500-42 e IRAM-IAS U 500-180, que definen la chapa base.

** Debido al envejecimiento natural que experimentan los aceros al carbono, los valores mínimos de alargamiento se garantizan con ensayos realizados inmediatamente después de fabricados los tubos.

1.2 Material

El material con el cual se fabrican los tubos puede ser chapa o fleje laminado en caliente según se indica en las normas IRAM-IAS U 500-118 e IRAM-IAS U 500-131.

El material utilizado típicamente corresponde a un acero SAE 1010, con un contenido de carbono nominal de 0,10%. Es dúctil, maleable y fácilmente soldable lo que lo hace ideal para la aplicación. Más allá de esto, la norma no especifica el material sino las propiedades mecánicas que debe cumplir, entonces la composición química debe ajustarse por acuerdo entre el fabricante de la chapa y el fabricante de los tubos con el fin de obtener dichas propiedades.

Tabla 1-2: Características mecánicas típicas del acero SAE 1010.

Propiedad	Valor típico	Unidad
Resistencia a la tracción	480-560	MPa
Límite de elasticidad	300-380	MPa
Elongación	25-35	%
Reducción de área	50-60	%
Dureza Brinell	110-130	HB
Dureza Rockwell B	62-68	HRB

Tabla 1-3: Composición química del acero SAE 1010, porcentaje expresado en función de su masa.

Elemento	Porcentaje (%)
Carbono (C)	0.08 - 0.13
Manganeso (Mn)	0.30 - 0.60
Fósforo (P)	Máximo 0.04
Azufre (S)	Máximo 0.05
Silicio (Si)	Máximo 0.10
Hierro (Fe)	Resto

Capítulo 2: Proceso de conformado de tubos con costura

Todo comienza con la producción de bobinas de acero laminado en caliente, estas son fabricadas a partir de planchones de acero de bajo carbono que se laminan en trenes laminadores de dimensiones muchas veces más grandes que los pasos conformadores que veremos más adelante.

2.1 Proceso

2.1.1 Preparación del material

El proceso comienza con el corte de las bobinas de acero para así obtener los flejes. El corte se realiza logrando un ancho igual al perímetro que tendrán los tubos conformados.

Los flejes son transportados por puente grúa al sector de producción, donde se los coloca en un mandril debobinador para proceder al debobinado del material.

En el ingreso a la línea se empalman por soldadura semi-automática con aporte, punta y cola de los flejes.

Los flejes soldados ingresan a un acumulador circular, el cual puede ser un acumulador vertical u horizontal, que tiene la función de acumular suficiente lámina para que la línea pueda seguir trabajando continuamente durante el tiempo requerido para cambiar de rollo de fleje y soldar los extremos.

Todo esto se puede ver representado en la Figura 2-1.

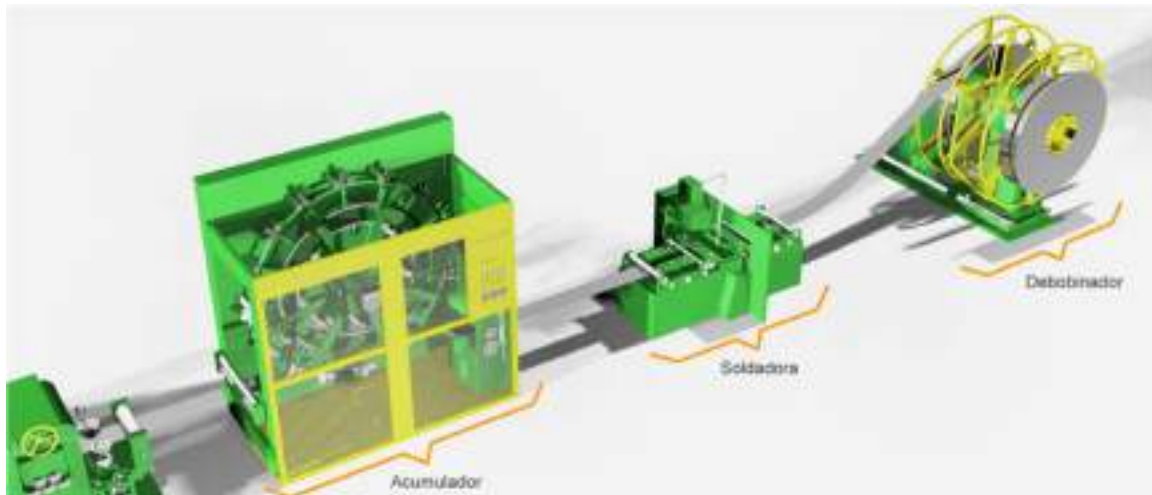


Figura 2-1:Preparación del material; etapa de debobinado, empalme de punta y cola y acumulación de materia prima.

2.1.2 Conformado

El fleje proveniente del acumulador ingresa al sector formador atravesando varias secciones: las guías de entrada, los pasos formadores (o 'break down'), los pasos de aleta (o 'fin pass') y el paso vertical, ilustrados en la Figura 2-2.

Las guías de entrada tienen la función de mantener la banda centrada y estable durante el proceso.

Las otras secciones disponen de rodillos a eje vertical y otros a eje horizontal, en forma alternada, que cumplen la función de modelar gradualmente los flejes hacia la forma circular y lograr el enfrentamiento de los bordes. Además, los pasos de aleta impiden que el tubo se cierre antes de soldar.

La formación del tubo concluye cuando éste pasa por la última sección.

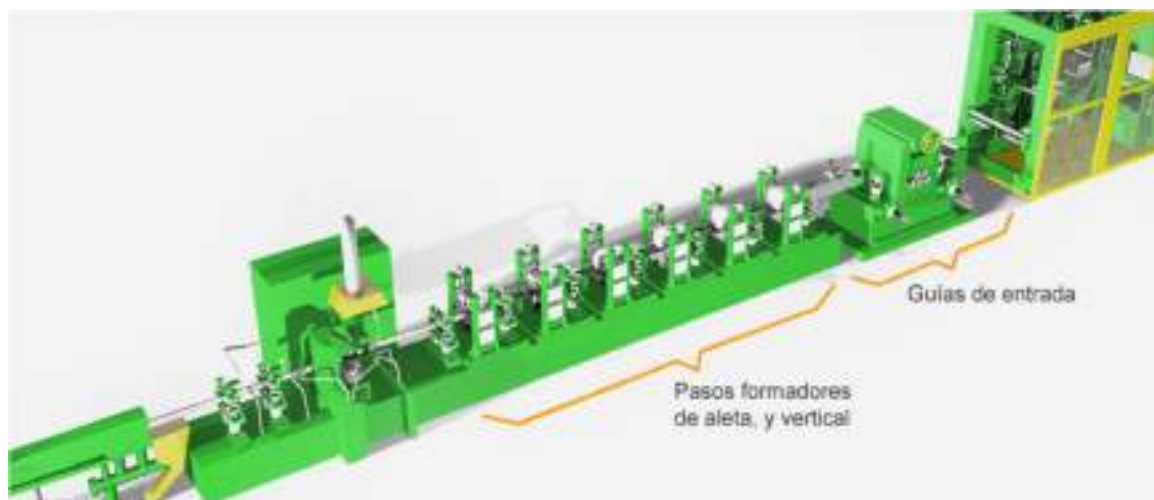


Figura 2-2: Etapa de conformado; guías de entrada, pasos conformadores y de "aleta".



Figura 2-3: Imagen de los primeros pasos de conformado y las guías de entrada.

Los pasos formadores son los primeros encargados de dar forma al tubo, los rolos superiores son convexos, mientras que los inferiores son cóncavos. En cada paso su función es deformar el fleje y progresivamente deformarlo hasta un punto tal que de comienzo a los pasos de aleta. En la siguiente Figura 2-4 se puede observar la progresión de la forma de las secciones en cada uno de los pasos conformadores.

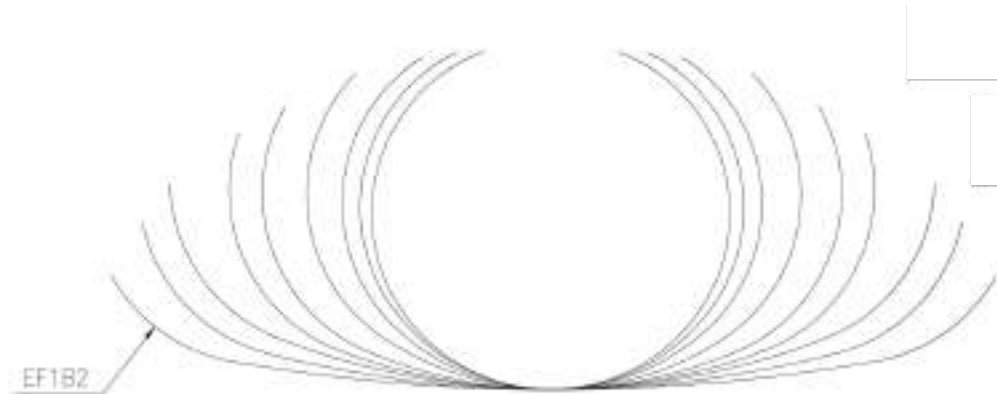


Figura 2-4: Captura de un plano donde se representan las secciones del tubo en los distintos pasos conformadores.



Figura 2-5: Imagen de los pasos de aleta o “fin pass”.

En la Figura 2-5 se observa la denominada “aleta” en el centro del rolo superior, la función de esa aleta es acercar progresivamente los bordes del tubo a medida que se aproxima a la soldadora.

2.1.3 Soldadura

El tubo semi conformado deja el último paso e ingresa en la región de soldadura, donde se suelda mediante un equipo de corriente eléctrica que envía energía por alta frecuencia.

En esta etapa, una bobina de inducción generalmente fabricadas a partir de un tubo de cobre que rodea levemente el tubo. En la misma posición pero dentro del tubo semi conformado (ver Figura 2-7) se encuentra un entrehierro conocido como ferrite o impeder, es un material magnético que desempeña un papel crucial al concentrar la energía calorífica en los bordes de la junta a soldar. Al inducir corrientes parásitas en el tubo y canalizarlas a través del ferrite, se genera un calentamiento localizado que facilita la fusión del metal y la formación de una soldadura sólida y homogénea.

Cuando se logra la fusión de las aletas, los rodillos de la mesa de soldar los hacen enfrentar y los presionan para soldarlos.

Se puede observar el proceso de soldadura en la Figura 2-6. El avance del conformado va en sentido desde la derecha hacia la izquierda, primero pasando por dentro de la bobina de cobre hueca y luego a través de los dos rolos soldadores.



Figura 2-6: Soldadora continua del tipo “ERW”(Electric Resistive Welding):

Se destaca la presencia de un gran caudal de una emulsión compuesta por 95% de agua y un 5% de un aceite especial para lograr la refrigeración y lubricación de toda la línea conformadora.

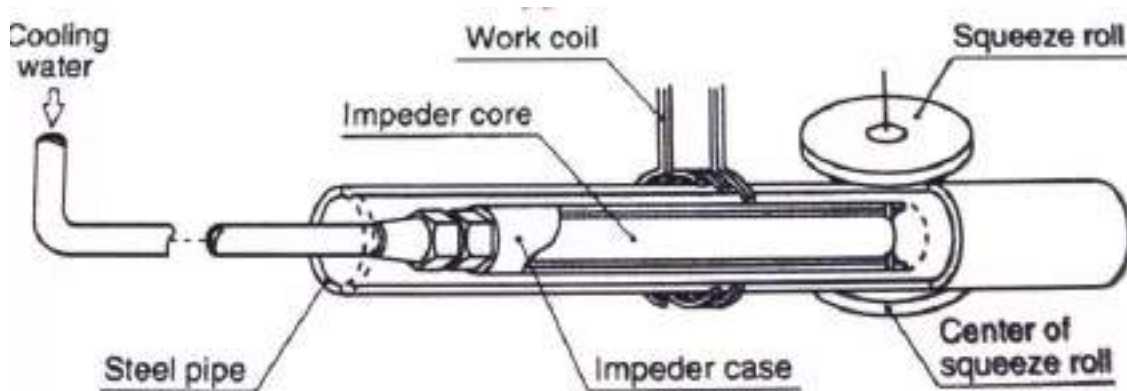


Figura 2-7: Representación de soldadora continua del tipo “ERW”(Electric Resistive Welding):

La etapa de soldado es la que mayor energía aporta al material, produciendo que el mismo se funda pasando a su estado líquido y luego solidificándose. En este proceso de calentamiento y enfriamiento se generan tensiones internas residuales que son capaces de afectar a la calidad final de los tubos.

Se puede analizar en detalle los bordes del semi tubo a medida que va ingresando a la soldadora continua, observamos en la Figura 2-8 los distintos fenómenos físicos que ocurren:

A. Los bordes se acercan debido a V_a (tasa geométrica de aproximación de los bordes).

B. Se produce un incremento en la tasa debido a la presencia de v_d (tasa de expansión, debido al aumento de temperatura).

C. Se produce una disminución en la tasa debido a la presencia de V_r (tasa de contracción, aparecen fuerzas magnéticas por la proximidad que exceden la tensión superficial de la película líquida y expulsan parte del material fundido).

D. Formación de óxido.

E. Los bordes entran en contacto, se produce la interrupción de la circulación de corriente y comienza el proceso de remoción del óxido.

F. La expulsión del metal líquido produce el enfriamiento de la zona interna de la junta provocando una distribución de temperatura más baja, lo que completa la coalescencia.

G. La junta se solidifica por completo y se encuentra en estado plástico. Al intervenir las fuerzas de compresión de los rolos, comienza la recaladura, tanto del cordón interno como del externo.

H. Se completa la etapa de recaladura.

I. El proceso de soldadura ha terminado, el cordón exterior deberá ser quitado en el proceso de rebabado.

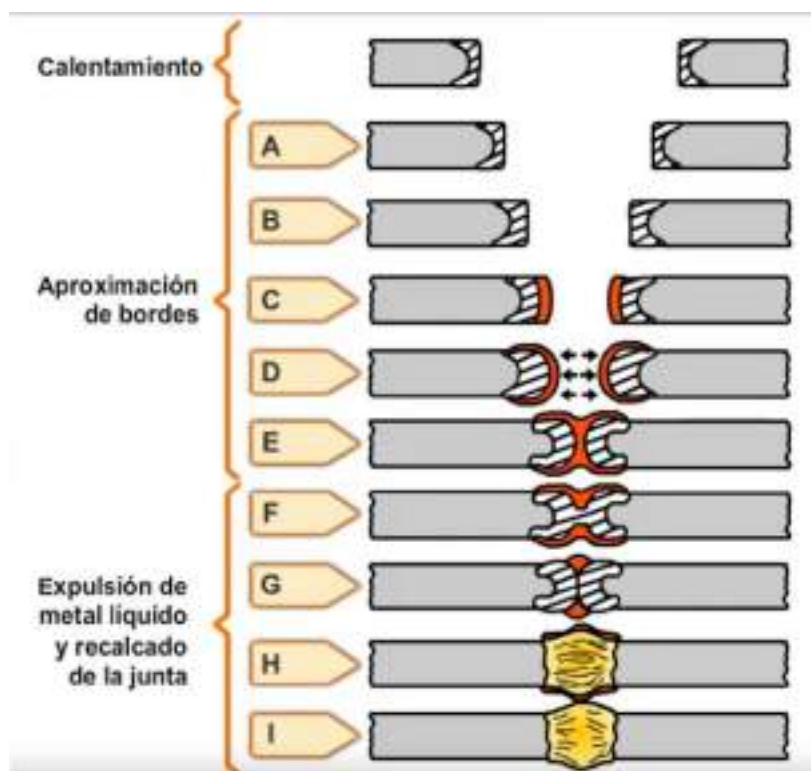


Figura 2-8: Representación de las “aletas” o bordes al soldarse.

Como bien indica el último punto de la Figura 2-8 queda material excedente en el exterior del tubo, este deberá ser mecanizado para lograr una superficie lisa.

2.1.4 Rebabado

El rebabado de tubos es un proceso fundamental para garantizar la calidad y seguridad de las piezas fabricadas. La calidad del acabado final depende en gran medida de diversos factores que influyen en la formación y eliminación de las rebabas.

La calidad de la unión a soldar es el primer paso hacia un desbarbado exitoso. Bordes irregulares, óxidos o contaminantes pueden dificultar la soldadura y generar rebabas más difíciles de eliminar. Una buena preparación de los bordes, asegurando que estén limpios y alineados, facilita el proceso de soldadura y reduce la cantidad de material sobrante. Se destaca la importancia de realizar el corte de las bobinas en flejes de manera correcta para que los bordes se suelden satisfactoriamente.

Los parámetros de soldadura, como la velocidad, la tensión y la ubicación de las bobinas, tienen un impacto directo en la formación de la rebaba. Una soldadura realizada a alta velocidad o con una tensión excesiva puede generar más material fundido, aumentando el tamaño de la rebaba. Por otro lado, una soldadura realizada a baja velocidad y con una tensión insuficiente puede resultar en una unión débil y una rebaba irregular.

La temperatura del material también es un factor crucial en el proceso de desbarbado. El material caliente es más fácil de trabajar, ya que las rebabas son más maleables y se eliminan con menor esfuerzo, es por esto que se realiza el mecanizado inmediatamente luego de concretar la soldadura. Sin embargo, es importante evitar enfriamientos bruscos, ya que pueden generar tensiones internas y dificultar el proceso.

La elección de las herramientas adecuadas para el desbarbado es esencial para obtener un acabado de calidad. Las herramientas deben ser resistentes al desgaste, precisas y adecuadas al tipo de material y al tamaño de la rebaba. Además, es fundamental mantener las herramientas en buen estado, afiladas y limpias, para garantizar un rendimiento óptimo y evitar daños en el material.

2.1.5 Enfriamiento

Una vez que los tubos con costura han sido soldados y conformados en la línea de producción, es fundamental someterlos a un proceso de enfriamiento controlado. Este paso es crucial para garantizar la integridad estructural, las propiedades mecánicas y la dimensional estabilidad del producto final.

El método más utilizado en las industrias es el rociado de la misma emulsión que se usa a lo largo de toda la línea conformadora.

Se pueden observar representadas las últimas 3 etapas del conformado descritas en la Figura 2-9.

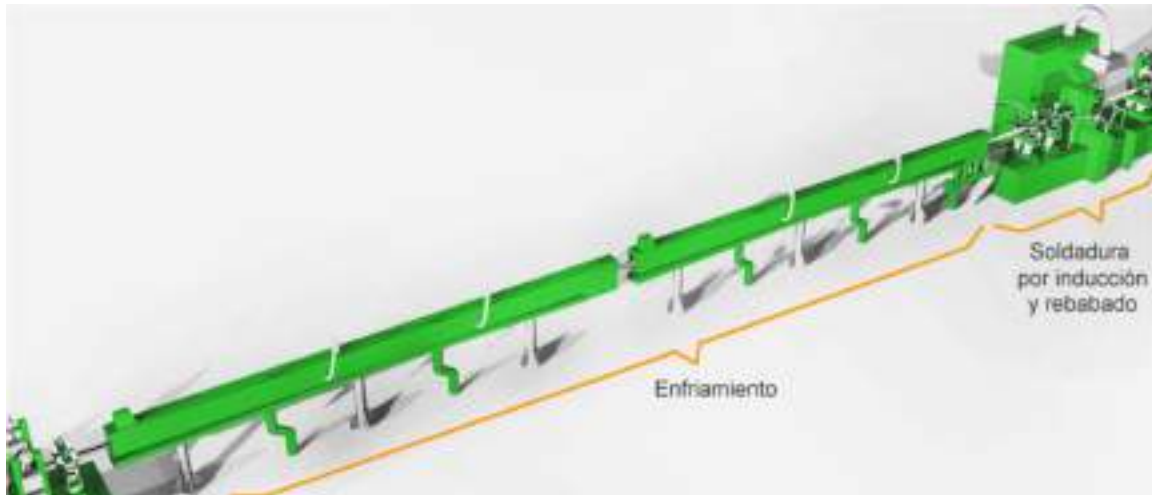


Figura 2-9: Etapas de soldadura, rebabado y enfriamiento.

2.1.6 Calibración

Una vez que el tubo ha sido conformado y enfriado, se somete a una serie de pasos de calibración final para asegurar la precisión dimensional, la circularidad y la rectitud del producto. Estos últimos pasos son cruciales para garantizar que el tubo cumpla con las especificaciones requeridas.

Todos los tubos ya sean de sección cuadrada o rectangular, comienzan siendo redondos y luego son “deformados” para darle la geometría final de su sección. Normalmente son 3 pasos horizontales los que conforman, y 2 verticales intercalados para solo sostener el tubo y guiarlo.

Estos últimos pasos son muy importantes en la calidad final del producto, al momento de realizar un cambio de medida o forma en la línea conformadora, la alineación y calibración final de sus rolos requieren de un tiempo considerable en comparación al resto.

Para lograr un calibrado conforme a los requerimientos se debe estabilizar las dimensiones del diámetro exterior del tubo, eliminando ovalizaciones y asegurando tolerancia dimensional precisa.

En la Figura 2-10 se representa el final de la conformación de los tubos. Al salir de los enfriadores, el tubo ingresa en los pasos calibradores, y al salir de este una última pasada por las denominadas cabezas de turco.

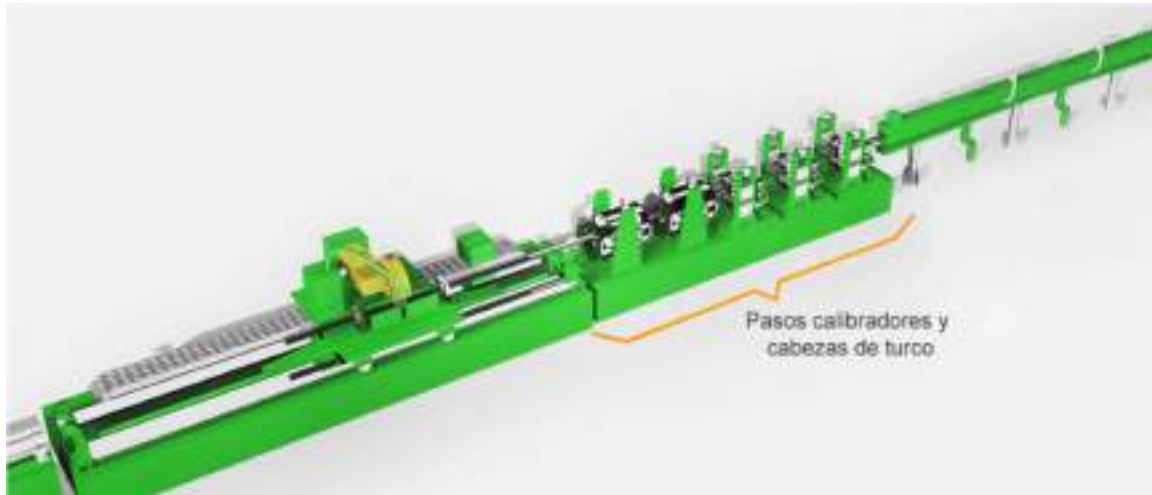


Figura 2-10: Pasos calibradores y cabezas de turco.

Luego de los pasos calibradores se comienza la deformación final de la sección para llevarlo a su forma cuadrada o rectangular. Es normal encontrar 2 o 3 pasos de preforma los cuales hacen que la transición entre redondo a rectangular sea más suave para evitar esfuerzos no deseados.

2.1.7 Cabezas de turco

Finalmente se logra la dimensión y forma final en las cabezas de turco. En los tubos de sección redonda se suelen utilizar 2 o 3 pasos, mientras que los rectangulares utilizan hasta 4 pasos. Uno de los puntos claves en la calibración y alineación de las líneas conformadoras es la altura de paso del material, esta se debe mantener constante a lo largo de todos los pasos y en especial en las cabezas de turco.

Entre sus funciones además de crear la geometría final de la sección, está la de enderezar los tubos, pero muchas veces suele fallar y generar problemas de rectitud debido a múltiples factores que estudiaremos en las próximas unidades.



Figura 2-11 y Figura 2-12 : Se observan los pasos de preforma en la figura 2-11 de la izquierda y una cabeza de turco trabajando sobre un tubo de sección redonda en la Figura 2-12.

2.1.8 Corte a longitud

Por fin el tubo tiene las dimensiones y forma adecuadas para ser cortado a su largo final de entre 4000 y 8000 mm de longitud. Se trabaja con dos tipos de corte, corte a sierra con un carro de vaivén, que produce acabados más finos, y el corte por cizalla o corte punch para acabados más rústicos.

El movimiento del carro de vaivén es controlado por un encoder a la salida de la última cabeza de turco, se controla la velocidad de avance lineal del tubo conformado y a partir de esto el carro sujeta el tubo a medida que avanza a la misma velocidad que este y realiza el corte. Al finalizar el corte, se libera la sujeción del tubo y el carro vuelve en una condición de retroceso rápido para repetir la acción y lograr una producción constante de productos. Se representa este tipo de corte en la Figura 2-13.

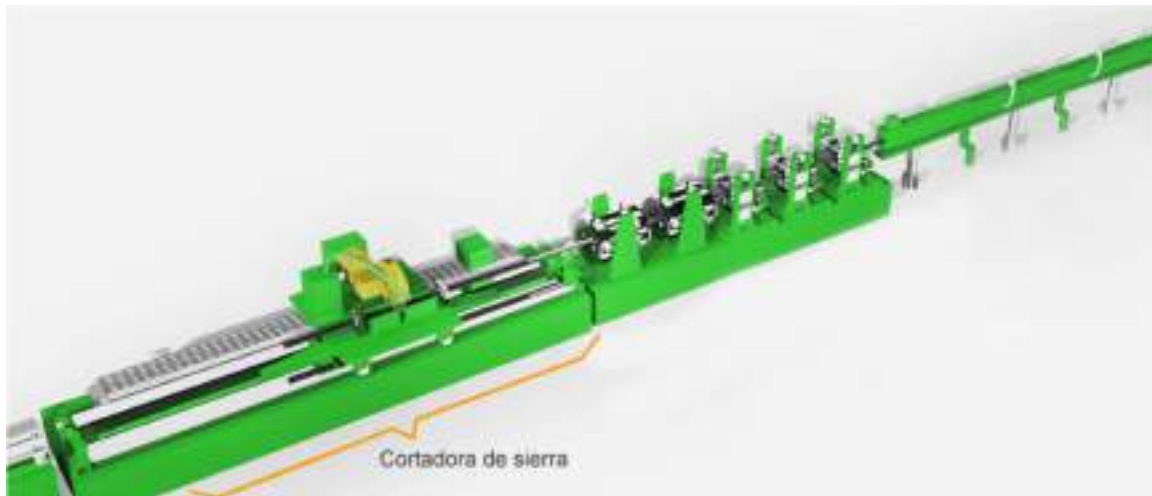


Figura 2-13: Representación de una sierra del tipo con carro vaivén y sierra.

2.1.9 Protección y empaquetado

Se aplica una capa protectora de aceite a todos los tubos a medida que salen de la sierra cortadora, para evitar la corrosión prematura del producto.

Ahora si están listos para ser empaquetados y ser entregados a los clientes, para esto existen distintos métodos para empaquetar, su principal diferencia está en que nivel de automatización presenta la línea conformadora. Normalmente se utiliza un apiladora automática y un operador realiza el zunchado de los denominados paquetes de tubos.

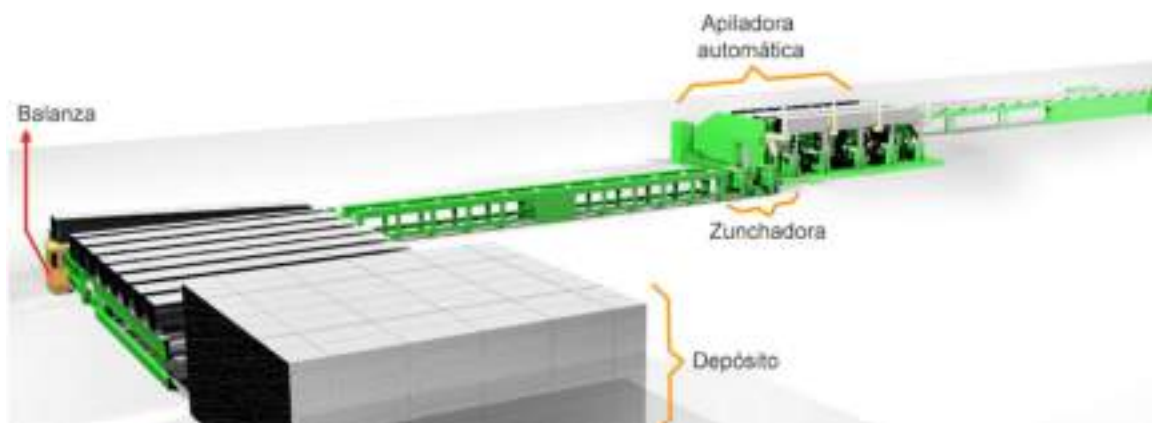


Figura 2-14: Representación de la apiladora automática, zunchadora y depósito final.

2.2 Deformaciones en el conformado

En los procesos de conformado de tubos con costura, la lámina se somete a varios tipos de deformación, como se explica a continuación.

2.2.1 Deformación transversal

La deformación más importante e indispensable para las chapas es la deformación por doblado transversal. Este es necesario para transformar las tiras metálicas en productos con las secciones transversales requeridas, se representa en la Figura 2-15 un ejemplo de doblado transversal.

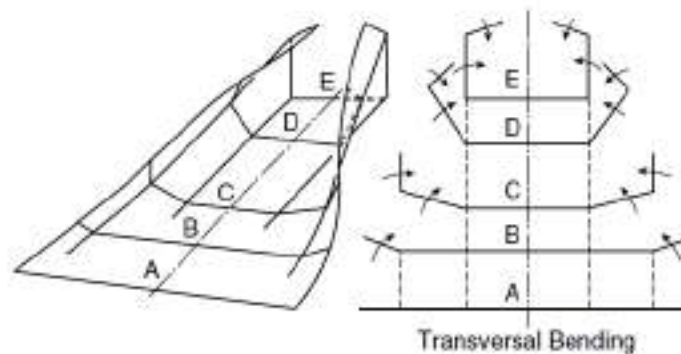


Figura 2-15: Representación de la deformación transversal de una tira de metal durante el conformado.[2]

La Figura 2-15 demuestra la dirección de la deformación, pero no representa exactamente el conformado en una línea conformadora de tubos, ya que como se explicó en unidades anteriores primero se conforma un tubo de sección redonda para luego ser transformado en uno de sección rectangular o cuadrada.

2.2.2 Deformaciones redundantes

Las chapas están sujetas a muchas otras deformaciones además del doblado transversal. Estos se hacen pasar a través de los rolos conformadores y se deforman gradualmente en formas tridimensionales complejas antes de que finalmente se conviertan en productos. Debido a este proceso, se inducen varios tipos de deformaciones redundantes adicionales en el metal (Figura 2-16).

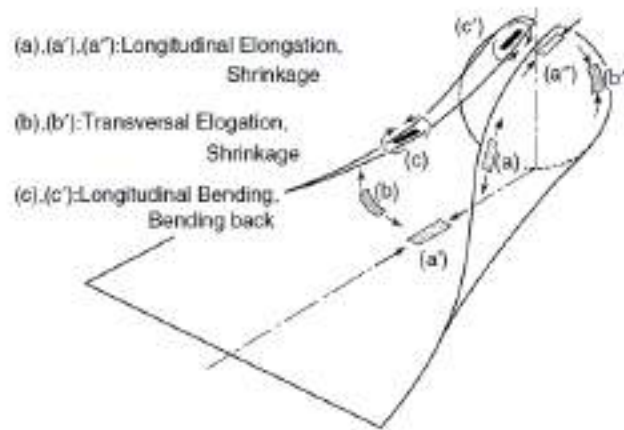


Figura 2-16: Diferentes deformaciones redundantes que se van sumando a la tira de metal durante su pasaje por los rolos conformadores.[2]

Las deformaciones redundantes adicionales (en adelante denominadas "deformaciones redundantes") son:

- Elongación y/o contracción longitudinal("a", "a'" y "a'" en la Figura 2-16)
- Elongación y/o contracción transversal("b" y "b'" respectivamente en la Figura 2-16)
- Cizallamiento en el plano del metal
- Cizallamiento en la dirección del espesor del metal
- Doblado longitudinal y doblado inverso("c" y "c'" respectivamente en la Figura 2-16)
- Varias combinaciones de los anteriores

Las deformaciones redundantes influyen significativamente en el doblado transversal de la tira necesario para lograr la sección transversal requerida del producto. También

afectan las tensiones y deformaciones inducidas, las deformaciones por recuperación elástica después del conformado y la distribución de tensiones residuales en los productos. En otras palabras, las deformaciones redundantes causan una variedad de defectos en los productos como curvatura longitudinal, combadura o torsión, ondulación del borde, ondulación central (o de bolsillo), efecto de espina de pescado, adelgazamiento, agrietamiento, separación, ensanchamiento (distorsión del extremo cortado) e inexactitud dimensional.

Los defectos de curvatura longitudinal y torsión son los más frecuentes en productos perfilados de banda estrecha. Como se muestra en la Figura 2.17, estos defectos son causados por la distribución transversal no uniforme de la deformación longitudinal de la membrana, o en otras palabras, la elongación y contracción longitudinal no uniforme de la tira. Esta falta de uniformidad es una de las características fundamentales de la deformación de la tira durante el perfilado. La magnitud y la dirección de la curvatura, la combadura y la torsión siguen la variación en el patrón de distribución de la deformación de la membrana .

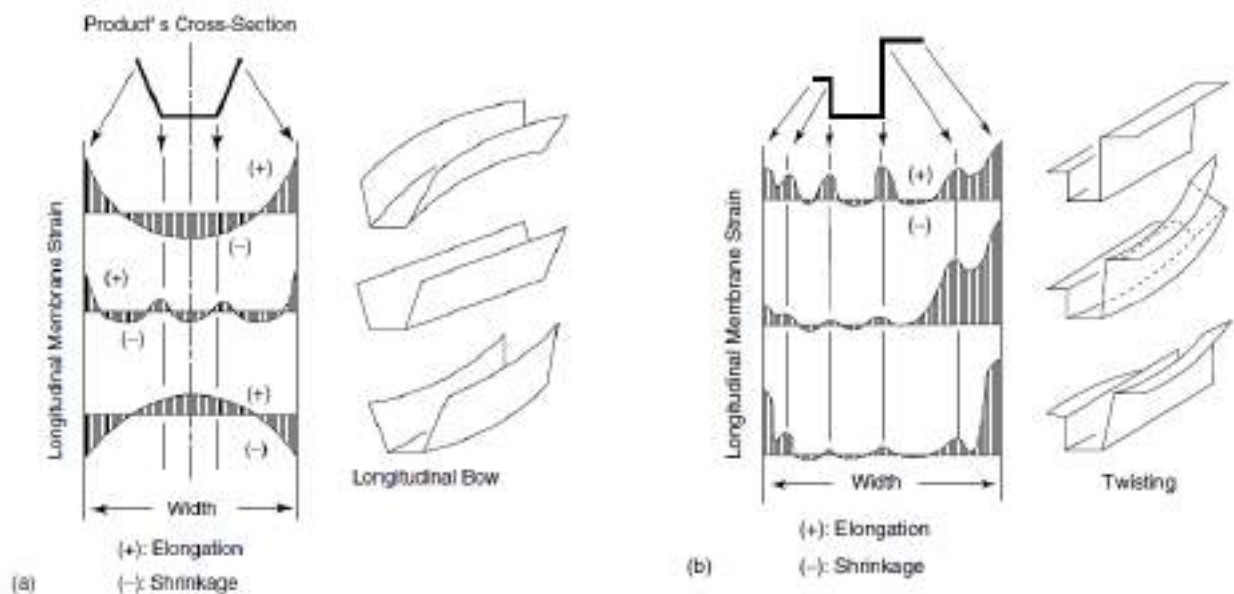


Figura 2-17: Relación entre la distribución transversal de la deformación de membrana longitudinal y la torsión longitudinal del producto; (a) alabeo longitudinal; (b) torsión longitudinal.[2]

A continuación se representan esquemáticamente los defectos de curvatura longitudinal (“Warping (Bow)”), torsión longitudinal (“Twisting”), ondulación de borde (“Edge Wave (Buckling)”), agrietamiento (“Cracking”), ondulación central (“Center (Pocket) Wave”), efecto de espina de pescado (“Corner Buckling (Herring Bone)”), distorsión del extremo cortado (“End Effect Flare”), efecto “Spring Back”.

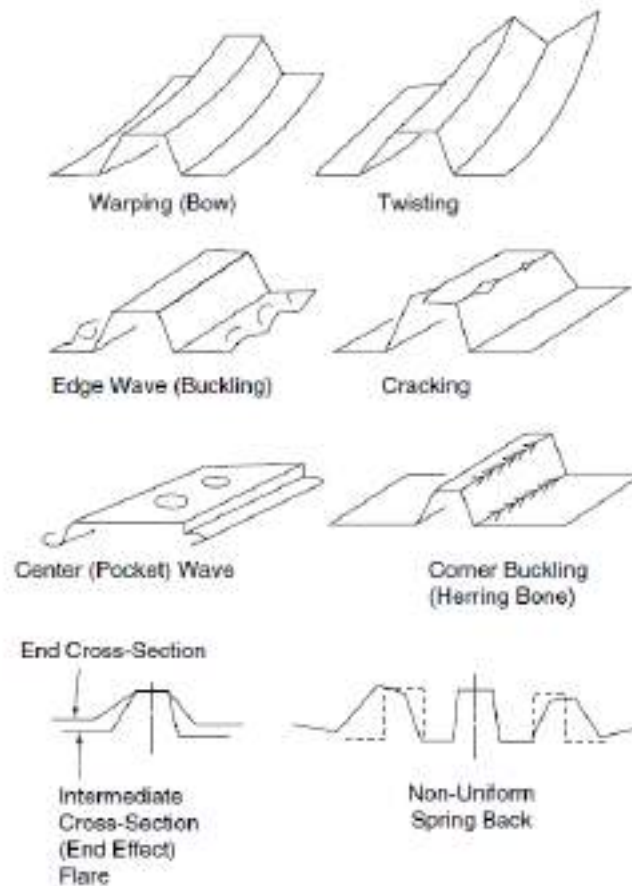


Figura 2-18: Ilustración esquemática de defectos de productos.[2]

Capítulo 3: Análisis de diseño, requerimientos y propuestas

Una vez analizado el proceso completo de conformado de un tubo con costura, pasando desde el material utilizado hasta el empaquetado final, las deformaciones y tensiones que se introducen en el metal y que influencia tienen estas en la rectitud final del producto, planteamos las variables y condiciones límites para así dejar claro nuestros objetivos y comenzar con el diseño de la solución que mejor se ajuste.

3.1 Objetivos

3.1.1 Objetivo principal

El objetivo principal es lograr enderezar los tubos con costura en una línea conformadora de tubos cumplimentando las normas vigentes.

3.1.2 Objetivos secundarios

1. Automatizar el sistema de medición de los defectos de rectitud.

A partir del registro y toma de datos de los defectos de rectitud se podrá analizar en qué acciones tomar para mejorar la producción y tener menos desvíos y no conformidades.

2. Adaptabilidad de la solución a diferentes tamaños y geometrías de sección del tubo, redondas, cuadradas y rectangulares.

Las líneas conformadoras a las que se deberá adaptar nuestra solución fabrica las siguientes dimensiones y geometrías de sección de tubo:

- Sección redonda: desde $\frac{1}{2}$ " hasta 5" de diámetro
- Sección cuadrada: desde 10 mm x 10 mm hasta 100 mm x 100 mm

- Sección rectangular: desde 10 mm x 20 mm hasta 60 mm x 140 mm
3. Cambio rápido de medida y de forma para comenzar una nueva producción de tubos.

Al realizar el cambio de medida o forma del tubo que se está produciendo, se busca comenzar el nuevo lote de la manera más rápida posible para evitar tiempos muertos en la producción.

4. Ocupar un espacio acotado menor a 4 metros dentro de la línea conformadora.

Los lay-outs de las plantas suelen ser muy apretados y se aprovechan al máximo, es por eso que la solución necesita ocupar el menor espacio físico posible para adaptarse en líneas ya existentes.

5. Mejorar las condiciones de trabajo y disminuir el riesgo de lesiones o enfermedades profesionales de los operarios.

Los tubos de mayor sección y espesor, si se los corta al largo máximo de 8.000 mm, pueden lograr tener una masa de 80 kg. Esta tarea requiere un esfuerzo físico considerable y es muy factible a generar lesiones musculoesqueléticas, hernias y fatigas crónicas que pueden concluir en una enfermedad profesional del trabajador.

3.2 Requerimientos

3.2.1 Fuerza necesaria para deformación plástica

Para lograr un enderezado se deberá deformar plásticamente al tubo de modo que luego de retirar la fuerza aplicada, la pieza no volverá a su forma original ya que ha sufrido una deformación permanente.

Los cálculos de la fuerza necesaria para lograr la deformación plástica del tubo la calcularemos utilizando las propiedades mencionadas en el capítulo 1, en la Tabla 1.2. Además aplicaremos una aproximación que es muy utilizada para estimar cuando el material está en su “zona plástica”, que es el doble del valor del límite elástico, es decir

que el tubo se deformará permanentemente cuando se logren tensiones superiores a 760 MPa.

El conformado se puede realizar en frío o en caliente, al ser en caliente el material se vuelve más dúctil y la fuerza necesaria para deformarlo disminuye, es por eso que analizaremos ambas opciones y definiremos cual se adapta mejor a nuestros requerimientos.

3.2.2 Deformación plástica en frío

Deberemos analizar las fuerzas necesarias para las 3 diferentes secciones de tubo, en primer lugar los de mayor dimensión y luego los de mayor espesor para determinar cuál presenta mayor resistencia a la deformación.

Explicaremos el primer caso y luego el resto presentaremos sólo los resultados.

- Sección cuadrada de 100 mm x 100 mm con un espesor de 3,2 mm:

Analizaremos el tubo como una viga simplemente apoyada con una fuerza P aplicada en la mitad de los apoyos, para esto nos basamos en las ecuaciones descritas en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1: Pendientes y deflexiones de una viga simplemente apoyada, según el libro “Mecánica de materiales” por Russell C. Hibbeler . [3].

Pendientes y deflexiones de una viga simplemente apoyada			
Viga	Pendiente	Deflexión	Curva elástica
	$\theta_{\max} = \frac{-PL^2}{16EI}$	$v_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$	$v = \frac{-Px}{48EI}(3L^2 - 4x^2)$ $0 \leq x \leq L/2$

Donde:

- P : es la fuerza aplicada.
- L : es la distancia entre los apoyos fijos.
- E : es el módulo de elasticidad del material.
- I : es el segundo momento de inercia de la sección del tubo.

El segundo momento de inercia de la sección cuadrada lo calculamos aplicando las ecuaciones obtenidas en la Tabla 3-2 del libro "Manual de resistencia de materiales" de Pisarenko. Allí se denomina "Jx" en lugar de "I", "H" es equivalente al lado de la sección cuadrada y "δ" representa el espesor del tubo.

Tabla 3-2: Características geométricas de secciones planas, según el libro "Manual de resistencia de materiales" de Pisarenko. [4].

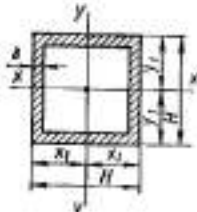
Características geométricas de secciones planas		
Forma de la sección	Área de la sección F	Coordenadas de los puntos extremos de la sección
Cuadrado hueco de paredes delgadas  Cualquier eje central es principal	$F = 4H\delta$ $\delta < \frac{H}{15}$	$x_1 = y_1 = \frac{H}{2}$

Tabla 3-2: Características geométricas de secciones planas, según el libro "Manual de resistencia de materiales" de Pisarenko. [4].

Momentos de inercia: axiales J_x, J_y ; centrífugo J_{xy} ; polar J_p y durante la torsión libre J_t	Módulos de la sección: axiales W_x, W_y ; polar W_p y durante la torsión libre W_t	Radio de giro $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}}$; $i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F}}$
$J_x = J_y = \frac{2}{3} H^3 \delta = \frac{FH}{6}$	$W_x = W_y = \frac{4}{3} H^2 \delta$	$i_x = i_y = \frac{H}{\sqrt{6}} \approx 0,408H$ La elipse de inercia es un círculo

Entonces ahora procedemos a realizar el cálculo de la fuerza necesaria para que las tensiones del material sean igual al doble del límite elástico del material. El valor de la fuerza variará en función de la distancia entre los apoyos y el tubo que se está

deformando, asumimos que los apoyos están a una distancia de 500 mm entre uno y otro.

Tabla 3-3: Dimensiones del tubo que se está calculando la fuerza mínima para la deformación plástica.

Dimensiones tubo cuadrado			
Lado	H =	100	mm
		0,1	m
Espesor	e =	3,2	mm
		0,0032	m

Planteamos en una planilla de cálculo las ecuaciones y sus relaciones, para luego iterar variando el valor de la fuerza P hasta lograr el valor necesario de tensión en el material para deformarse plásticamente y enderezar el tubo.

Tabla 3-4: Cálculo de fuerza P necesaria para deformación plástica.

Cálculo Fuerza P			
Fuerza	P	32500	N
Largo	L	2	m
Módulo de elasticidad	E	200	GPa
Segundo momento de inercia	I	2,13E-06	m ⁴
Pendiente máx.	θmax	1,09	°
Deflexión máxima	vmax	-1,27E-02	m
	vmax	-12,6953	mm

Al aplicar una fuerza P=32,5 kN teniendo los apoyos fijos a una distancia L=2 metros podemos calcular las tensiones que se generan en el material aplicando la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M.y}{L} \quad (3.1)$$

Tabla 3-5: Cálculo de las tensiones.

Cálculo tensiones			
VARIABLE	DENOMINACIÓN	VALOR	UNIDAD
Momento generado	$M = P(L/2)$	32500,0	<i>N.m</i>
Tensión generada	$\sigma = -My/I$	-7,62E+08	<i>N/m²</i>
		-761,72	<i>MPa (N/mm²)</i>

Cómo observamos en la Tabla 3-5, las tensiones internas generadas son igual al doble del límite elástico del material por lo que podemos tomar el valor de P como la fuerza necesaria para deformar plásticamente al tubo de las dimensiones analizado.

Además realizamos una pequeña representación en la Figura 3-1 del tubo entre los apoyos mientras la fuerza está siendo aplicada para observar la flecha máxima, esto nos dará una idea de la carrera que necesitará el dispositivo enderezador.



Figura 3-1: Curvatura del tubo al aplicar la fuerza P en el tubo cuadrado de 100 mm x 100 mm y espesor=3,2 mm, valor de “y” en mm.

- Sección cuadrada de 90 mm x 90 mm con un espesor de 4 mm:

Tabla 3-6: Dimensiones del tubo que se está calculando la fuerza mínima para la deformación plástica.

Dimensiones tubo cuadrado			
Lado	H =	90	mm
		0,09	m
Espesor	e =	4	mm
		0,004	m

Tabla 3-7: Cálculo de fuerza P necesaria para deformación plástica.

Cálculo Fuerza P			
Fuerza	P	32875	N
Largo	L	2	m
Módulo de elasticidad	E	200	GPa
Segundo momento de inercia	I	1,94E-06	m ⁴
Pendiente máx.	θ_{max}	1,21	°
Deflexión máxima	vmax	-1,41E-02	m
	vmax	-14,0925	mm

Tabla 3-8: Cálculo de las tensiones.

Cálculo tensiones			
VARIABLE	DENOMINACIÓN	VALOR	UNIDAD
Momento generado	$M = P(L/2)$	32875,0	N.m
Tensión generada	$\sigma = -My/I$	-7,61E+08	N/m ²
		-761,00	MPa (N/mm ²)



Figura 3-2: Curvatura del tubo al aplicar la fuerza P en el tubo cuadrado de 90 mm x 90 mm y espesor=4 mm, valor de “ y ” en mm.

- Sección rectangular de 60 mm x 140 mm con un espesor de 3,2 mm:

Tabla 3-9: Dimensiones del tubo que se está calculando la fuerza mínima para la deformación plástica.

Dimensiones del tubo rectangular			
Lado A	B =	60	mm
		0,06	m
Lado B	H =	140	mm
		0,14	m
Espesor	e =	3,2	mm
		0,0032	m

Tabla 3-10: Cálculo de fuerza P necesaria para deformación plástica.

Cálculo fuerza P			
Fuerza	P	84750	N
Largo	L	2	m
Módulo de elasticidad	E	200	GPa
Segundo momento de inercia	I	3,35E-06	m ⁴
Pendiente máx.	$\theta_{\max}$	1,81	°
Deflexión máxima	$v_{\max}$	-2,11E-02	m
	$v_{\max}$	-21,1132	mm

Tabla 3-11: Cálculo de las tensiones.

Cálculo tensiones			
VARIABLE	DENOMINACION	VALOR	UNIDAD
Momento generado	$M = P(L/2)$	84750,0	<i>N.m</i>
Tensión generada	$\sigma = -My/I$	-7,60E+08	<i>N/m²</i>
		-760,07	<i>MPa</i> <i>(N/mm²)</i>

**Figura 3-3:** Curvatura del tubo al aplicar la fuerza P en el tubo rectangular de 60 mm x 140 mm y espesor=3,2 mm, valor de “y” en mm.

- Sección rectangular de 60 mm x 120 mm con un espesor de 4 mm:

Tabla 3-12: Dimensiones del tubo que se está calculando la fuerza mínima para la deformación plástica.

Dimensiones del tubo rectangular			
Lado A	B =	60	mm
		0,06	m
Lado B	H =	120	mm
		0,12	m
Espesor	e =	4	mm
		0,004	m

Tabla 3-13: Cálculo de fuerza P necesaria para deformación plástica.

Cálculo fuerza P			
Fuerza	P	73000	N
Largo	L	2	m
Módulo de elasticidad	E	200	GPa
Segundo momento de inercia	I	2,88E-06	m ⁴
Pendiente máx.	θ_{max}	1,82	°
Deflexión máxima	vmax	-2,11E-02	m
	vmax	-21,1227	mm

Tabla 3-14: Cálculo de las tensiones.

Cálculo tensiones			
VARIABLE	DENOMINACION	VALOR	UNIDAD
Momento generado	$M = P(L/2)$	73000,0	N.m
Tensión generada	$\sigma = -My/I$	-7,60E+08	N/m ²
		-760,42	MPa (N/mm ²)

**Figura 3-4:** Curvatura del tubo al aplicar la fuerza P en el tubo rectangular de 60 mm x 120 mm y espesor=4 mm, valor de “y” en mm.

- Sección redonda de 5" de diámetro con un espesor de 3,2 mm:

Tabla 3-15: Dimensiones del tubo que se está calculando la fuerza mínima para la deformación plástica.

Dimensiones del tubo redondo			
Diámetro	d =	127	mm
		0,127	m
Espesor	e =	3,2	mm
		0,0032	m

Tabla 3-16: Cálculo de fuerza P necesaria para deformación plástica.

Cálculo fuerza P			
Fuerza	P	30825	N
Largo	L	2	m
Módulo de elasticidad	E	200	GPa
Segundo momento de inercia	I	2,57E-06	m ⁴
Pendiente máx.	θ_{max}	0,86	°
Deflexión máxima	vmax	-9,98E-03	m
	vmax	-9,9793	mm

Tabla 3-17: Cálculo de las tensiones.

Cálculo tensiones			
VARIABLE	DENOMINACIÓN	VALOR	UNIDAD
Momento generado	$M = P(L/2)$	30825,0	N.m
Tensión generada	$\sigma = -My/I$	-7,60E+08	N/m ²
		-760,42	MPa (N/mm ²)



Figura 3-5: Curvatura del tubo al aplicar la fuerza P en el tubo redondo de diámetro $d=127$ mm y espesor $e=3,2$ mm, valor de “y” en mm.

- Sección redonda de 4 ½ ” de diámetro con un espesor de 4 mm:

Tabla 3-18: Dimensiones del tubo que se está calculando la fuerza mínima para la deformación plástica.

Dimensiones del tubo redondo			
Diámetro	d =	114,3	mm
		0,1143	m
Espesor	e =	3,2	mm
		0,0032	m

Tabla 3-19: Cálculo de fuerza P necesaria para deformación plástica.

Cálculo fuerza P			
Fuerza	P	24975	N
Largo	L	2	m
Módulo de elasticidad	E	200	GPa
Segundo momento de inercia	I	1,88E-06	m ⁴
Pendiente máx.	θ_{max}	0,95	°
Deflexión máxima	vmax	-1,11E-02	m
	vmax	-11,0911	mm

Tabla 3-20: Cálculo de las tensiones.

Cálculo tensiones			
VARIABLE	DENOMINACIÓN	VALOR	UNIDAD
Momento generado	$M = P(L/2)$	24975,0	N.m
Tensión generada	$\sigma = -My/I$	-7,61E+08	N/m ²
		-760,63	MPa (N/mm ²)

**Figura 3-6:** Curvatura del tubo al aplicar la fuerza P en el tubo redondo de diámetro d=114,3 mm y espesor e=4 mm, valor de “y” en mm.

A partir de este análisis obtenemos el siguiente resumen de fuerzas y flechas de cada tubo:

Tabla 3-21: Resumen de la fuerza mínima y desplazamiento mínimo que requiere cada tubo para deformarse plásticamente.

Sección	Dimensión	Espesor	Fuerza mínima	Desplazamiento mínimo
Cuadrada	100 mm x 100 mm	3,2 mm	32,5 kN	25,3906 mm
Cuadrada	90 mm x 90 mm	4 mm	32,875 kN	28,185 mm
Rectangular	60 mm x 140 mm	3,2 mm	84,75 kN	42,2264 mm
Rectangular	60 mm x 120 mm	4 mm	73 kN	42,2454 mm
Redonda	Ø127 mm	3,2 mm	30,825 kN	19,9586 mm
Redonda	Ø114,3 mm	4 mm	24,975 kN	22,1822 mm

Entonces lograr una deformación plástica del tubo que se está conformando requiere de una fuerza con un valor mínimo aproximado de 84,75 kN, siendo esta aplicada entre dos apoyos separados a 2 metros de distancia. Además el tubo que necesita de una mayor flecha para deformarse requiere una deflexión de 21,12 mm y si consideramos la posibilidad de que la flecha sea en sentido opuesto se requerirá el doble de carrera como mínimo.

Estos dos valores son claves para proyectar algún tipo de solución para enderezar los tubos conformados.

3.2.3 Deformación plástica en caliente

Al calentar el acero, se reduce su resistencia y aumenta su ductilidad, esto implica también que el límite elástico máximo disminuye y entonces el material se deforma con fuerzas menores.

En la Tabla 3-22 se muestran los valores máximos admitidos en MPa a diferentes temperaturas en caliente.

Tabla 3-22: Máxima tensión admisible en función de la temperatura, según ASME II-D.[5].

°C	Máxima tensión adm.[MPa]
343,3	110,3
371,1	107,6
398,9	89,6
426,7	74,5
454,4	60,0
482,2	40,7

Ahora si consideramos que generamos una deformación permanente en el producto al alcanzar el doble de su tensión máxima admisible se requerirán los siguientes valores de fuerzas:

Tabla 3-23: Resumen de la fuerza mínima y desplazamiento mínimo que requiere cada tubo para deformarse plásticamente en caliente.

Sección	Dimensión	Espesor	Fuerza mínima	Desplazamiento mínimo
Cuadrada	100 mm x 100 mm	3,2 mm	3475 N	2,71 mm
Cuadrada	90 mm x 90 mm	4 mm	3525 N	3,02 mm
Rectangular	60 mm x 140 mm	3,2 mm	9100 N	4,53 mm
Rectangular	60 mm x 120 mm	4 mm	7850 N	4,54 mm
Redonda	Ø127 mm	3,2 mm	3300 N	2,14 mm
Redonda	Ø114,3 mm	4 mm	3350 N	2,38 mm

Se observa una reducción considerable de las fuerzas y desplazamientos mínimos requeridos para lograr una deformación permanente que enderece los tubos conformados.

3.2.4 Rigidez del mecanismo

Debido a las cargas de conformado es de esperar una deflexión de los ejes, soportes y demás elementos portantes durante el proceso de conformado. En el “Roll Forming Handbook” (Halmos 2006), el capítulo dedicado a la deflexión del soporte de rodillos menciona la necesidad de piezas muy rígidas para evitar una deflexión significativa.

Nuestro mecanismo se deformará, pero la magnitud que asumirán estos desplazamientos serán mucho menores en comparación a nuestros valores de flecha máxima por metro.

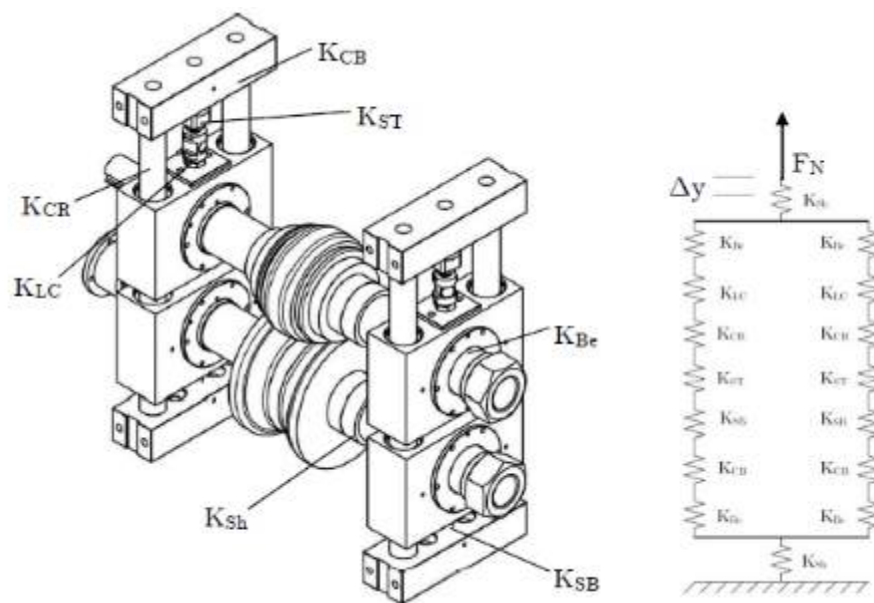


Figura 3-7: Modelo de resortes para el cálculo de la rigidez del mecanismo.[2]

Debido a que es muy difícil estimar un valor exacto, asumiremos una tolerancia al desplazamiento máximo de 0,05 mm en cualquiera de las direcciones para el mecanismo, de esta manera nos ubicamos lejos de los 1,33 mm de flecha máxima por metro que permite la norma vigente.

Para estar seguros de que los valores de rigidez sean los necesarios tomaremos un factor de seguridad(FOS) con un valor igual a 3, entonces si consideramos los valores de fuerzas máximos calculados previamente:

Tabla 3-24: Valores de fuerzas y deformación admitida para cálculo de la rigidez del mecanismo.

Cálculo rigidez mecanismo			
Fuerza mayor según cálculo	F	84750	N
Factor de seguridad	FOS	3	-
Fuerza	FN	254250	N
Deformación máxima admitida	dy	0,05	mm
Rigidez total	Ktot	5085000	N/mm

Nuestra solución deberá poseer una rigidez mínima de 5085 kN/mm para poder confiar en que la deformación de la estructura del mecanismo no será de una magnitud tal que afecte a nuestro proceso de enderezado.

3.3 Propuestas

A continuación se presentan las diferentes propuestas enfocadas a cumplir con los requerimientos planteados logrando alcanzar los objetivos.

3.3.1 Propuesta 1: Enderezador por deformación plástica en frío

Se propone un mecanismo capaz de enderezar los tubos mediante la aplicación de una deformación plástica antes de ser cortados a su longitud final. Esta idea se inspira en las cabezas de turco, que son los actuales “encargados” de enderezar los tubos.

El cabezal de turco con los 2 pares de rolos enfrentados se colocaría dentro de una estructura que cuenta con 3 grados de libertad:

- Movimiento en el eje Z: perpendicular respecto al sentido de avance del material y el plano de la mesa donde se fijan los montantes.
- Movimiento en el eje Y: perpendicular respecto al sentido de avance del material y paralelo a la mesa.
- Giro alrededor del eje X: es decir alrededor del sentido de avance del tubo conformado.

Estos movimientos serán comandados de forma automática aplicando cargas sobre los tubos que generan esfuerzos de corte y flexión para lograr las deformaciones permanentes.

Justo antes y después del cabezal “automatizado” se encontrarán dos apoyos fijos que soportan las reacciones generadas por la fuerza de enderezado.

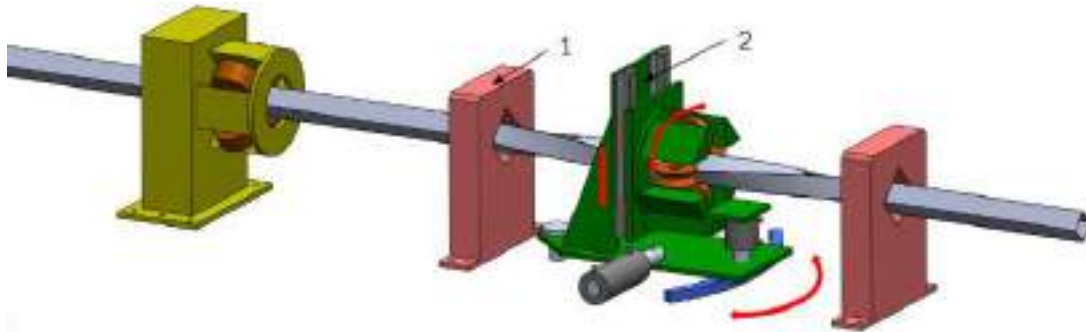


Figura 3-8: Representación preliminar de propuesta n°1.

Se observa en la Figura 3-8 en la posición 1 uno de los dos apoyos fijos y en la posición 2 el cabezal automatizado con sus movimientos representados con las flechas rojas. La automatización de estos movimientos se realizará a partir del input que se tenga de la rectitud de los tubos que se están conformando.

Esta solución deberá aplicar una fuerza mínima para enderezar de 84,75 kN ya que la deformación se realizará en frío.

Deberá tener motores que potencien los movimientos del cabezal y un controlador que los dirija, pero más allá de estos dispositivos es una solución con pocas piezas y bastante simple.

3.3.2 Propuesta 2: Enderezador por deformación plástica en caliente

En esta propuesta se destaca la baja fuerza requerida para lograr la deformación plástica, esto se debe a que previo a enderezar el tubo se lo hace pasar a través de una bobina que induce corrientes que provocan que su temperatura se eleve y por lo tanto se reduce la resistencia a la deformación del material.

El concepto es el mismo al de la propuesta previa, pero con menos exigencias respecto a la fuerza aplicada. Lo que sí hay que tener en cuenta en este proceso son las posibles deformaciones que se generen por la expansión y contracción del material al calentarse y enfriarse.

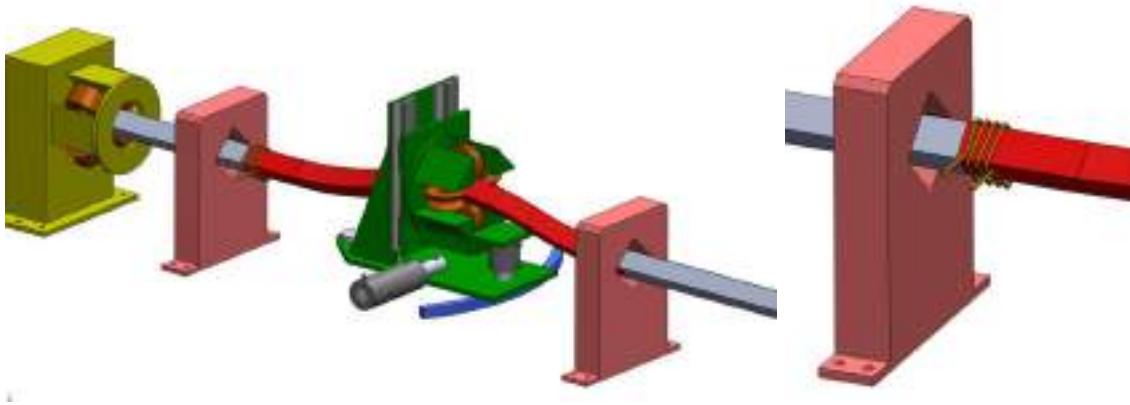


Figura 3-9: Representación preliminar de propuesta n°2.

En la Figura 3-9 se representa la bobina que realizaría el calentamiento del tubo, este se último se lo representa en rojo una vez que tomó temperatura.

Además de la bobina, se deberá sumar un dispositivo que enfríe el tubo ya que de no ser enfriado rápidamente nuestra acción de enderezado se echaría a perder por el corte del tubo a longitud o por el simple hecho de ser trasladado sobre los rolos de manera que sufrieran algún impacto.

3.3.3 Propuesta 3: Enderezador rotativo

La tercera propuesta no utiliza las cabezas de turco para realizar el enderezado.

Se propone utilizar una serie de rolos enfrentados, donde cada uno de ellos rotan respecto de un eje que se encuentra alabeado respecto de su opuesto, se observa con mayor facilidad en la Figura 3-10:

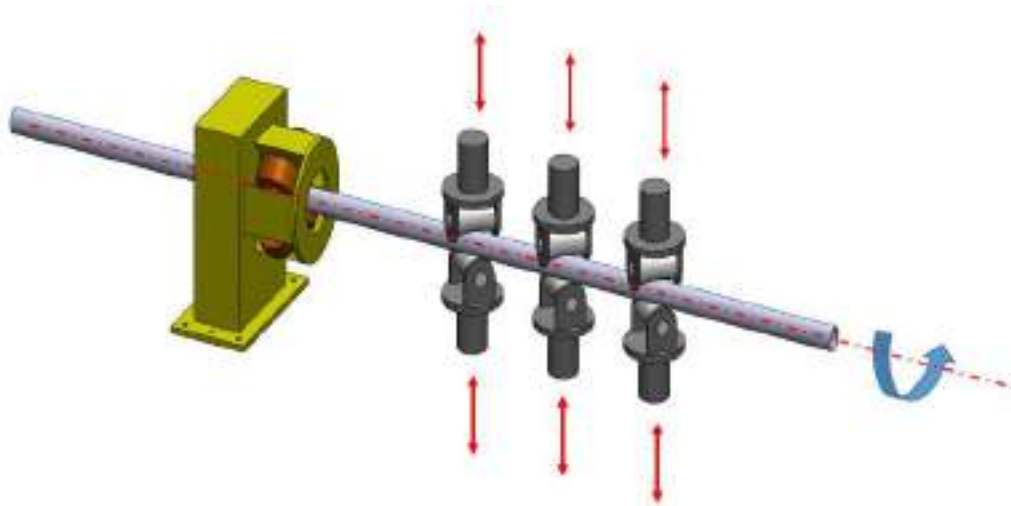


Figura 3-10: Representación preliminar de propuesta n°3 enderezadora de tubos.

La idea es que estos rolos estén perfectamente alineados para enderezar los tubos. Al avanzar longitudinalmente por la línea de conformado, también se le impone un movimiento de rotación alrededor de su eje, esto sirve para mejorar la geometría de la sección y para generar tensiones que corrigen la rectitud.



Figura 3-11: Representación de una vista del mecanismo al observar en dirección del avance del tubo.

En la Figura 3-11 se exagera la sección del tubo en color rojo siendo presionada por los rolos y provocando una deformación que lo deja con forma de una elipse.

Ahora bien, si el tubo que se está conformando es en cambio cuadrado o rectangular es evidente que no se podrá utilizar este tipo de mecanismo ante la imposibilidad de imponer un movimiento rotacional alrededor de su eje sin arruinar su geometría rectangular.

3.4 Selección de propuesta

Para comparar las propuestas entre sí vamos a calificar la relevancia de los propósitos principales que se deben cumplir y al mismo tiempo analizaremos qué tan factible es lograr dichos puntos para cada posible solución.

La relevancia podrá asumir 3 valores diferentes desde el 1 al 3, siendo “no tan importante” el n°1, “importante” el n°2 y “muy importante” el n° 3.

La factibilidad tendrá 4 posibles valores del 1 al 4, pasando por “no factible”, “poco factible”, “factible” y “muy factible”.

Tabla 3-25: Calificaciones para la comparación de las posibles soluciones.

Referencias relevancia propósitos	
1	No tan importante
2	Importante
3	Muy importante

Factibilidad	
1	No factible
2	Poco factible
3	Factible
4	Muy factible

Compararemos 8 propósitos diferentes:

1. Utilizar un espacio menor a 2 metros lineales en la línea conformadora.
2. Adaptabilidad a distintas líneas conformadoras.
3. Lograr aplicar fuerzas mínimas de 84,75 kN.
4. Rigidez del mecanismo.
5. Aceptar tubos de sección redonda, cuadrada y rectangular.
6. Tolerancia de movimiento de $\pm 0,02$ mm de los rolos.
7. Realizar mediciones en presencia de líquido refrigerante.
8. Soportar un servicio continuo de 3 turnos durante 1 año.

Como se realiza en un análisis de riesgos multiplicaremos el valor de la relevancia y el de la factibilidad, luego se sumarán todos los resultados y la propuesta que sume más puntos será la más apropiada según los criterios adoptados.

Tabla 3-26: Tabla comparativa con valores asignados según nuestro criterio.

Propósitos	Relevancia	Propuesta 1: Enderezador por deformación plástica en frío	Propuesta 2: Enderezador por deformación plástica en caliente	Propuesta 3: Enderezador por deformación plástica - Enderezador rotativo
Utilizar un espacio menor a 2 m lineales en la línea	3	4	2	3
Adaptabilidad a distintas líneas conformadoras	3	3	3	1
Lograr aplicar fuerzas mínimas de 84,75 kN	2	4	4	4
Rigidez del mecanismo	2	3	4	4
Aceptar tubos de sección redonda, cuadrada y rectangular	2	3	3	1
Tolerancia de movimiento de $\pm 0,02$ de los rolos	2	4	3	4
Realizar mediciones en presencia de líquido refrigerante	2	3	2	3
Soportar un servicio continuo de 3 turnos durante 1 año	2	4	3	4
Total		63	53	52

La propuesta del enderezador por deformación plástica en frío obtuvo el puntaje más alto, por lo que desarrollaremos en profundidad dicha solución.

Capítulo 4: Desarrollo de la propuesta seleccionada

4.1 Estructura

La propuesta que desarrollaremos contará con una estructura principal compuesta por varios denominados “carros” los cuales permitirán el movimiento relativo entre ellos para imponer una fuerza al tubo que se está conformando y así lograr su enderezamiento.

De acuerdo a los movimientos que se deben realizar se necesitarán de 3 carros en total, uno que permita el movimiento transversal, otro que permita el movimiento en un eje perpendicular al plano de la base y finalmente uno que permita la rotación respecto del eje longitudinal de la conformadora de tubos. Todos estos irán montados de manera de que los movimientos relativos de unos con otro se sumen y se pueda aplicar la deformación buscada en el tubo.

El carro de mayor dimensión es el carro Y, dentro del mismo y en contacto directo está el carro Z y a su vez dentro se ubica el carro A de menores dimensiones.

Se muestra a continuación en la Figura 4-1 una vista explosionada de los tres carros y la base.

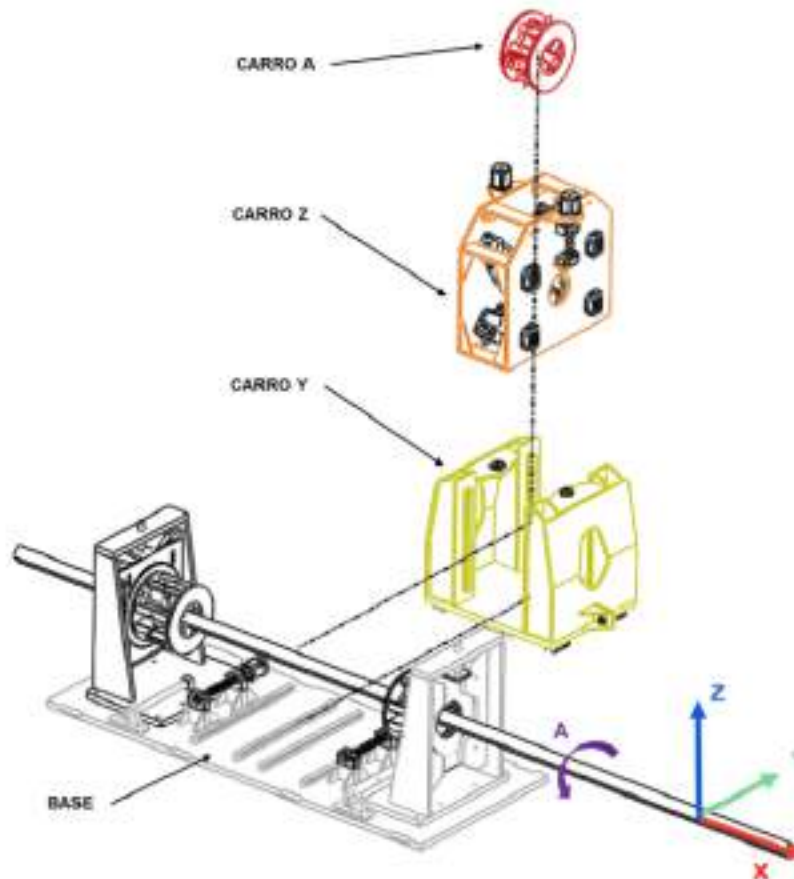


Figura 4-1: Vista isométrica del mecanismo completo explosionado.

4.1.1 Carro Y

El carro Y es el cual realizará movimientos en dirección del eje Y mostrado en la Figura 4-1. La estructura está fabricada en acero SAE 1045 y las uniones principales están realizadas mediante soldaduras.

Los movimientos serán controlados mediante un PLC que gobernará dos servomotores eléctricos y estos a su vez moverán los tornillos de bolas recirculantes para ajustar con alta precisión las posiciones del carro Y.

La vinculación con la base es mediante guías lineales comerciales de la marca Hiwin, estos soportarán el peso completo del mecanismo y resisten los momentos producidos por el proceso de enderezamiento de los tubos.

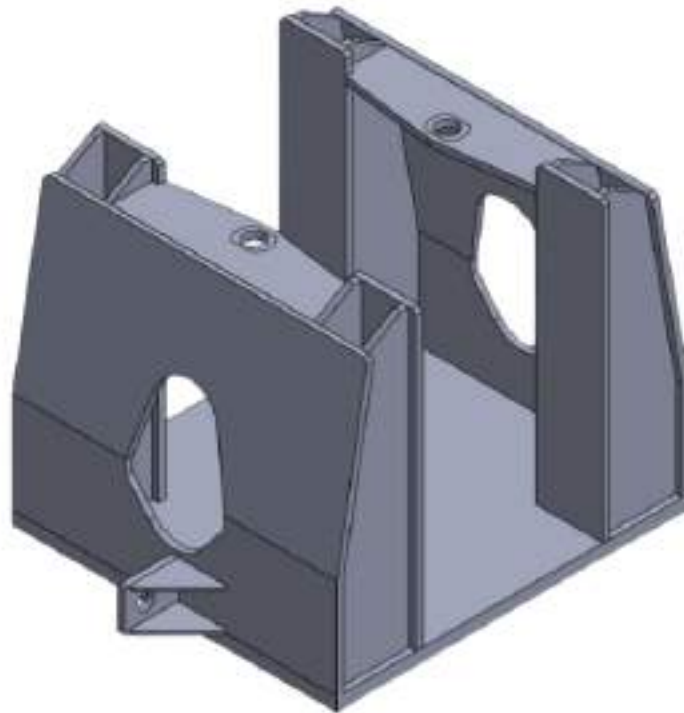


Figura 4-2: Vista isométrica del carro Y sin componentes ni accesorios.

El tubo conformado se deberá pasar por las “ventanas” de ambas paredes de la estructura del carro en el momento que se realiza el cambio de forma y/o dimensión del producto que se va a conformar.

Como se comentó anteriormente, dentro se montarán los otros dos carros para lograr la totalidad de los movimientos necesarios. El carro Z se vinculará directamente con el carro Y a través de cuatro guías lineales de forma semejante a la que se vincula el mecanismo con la base.

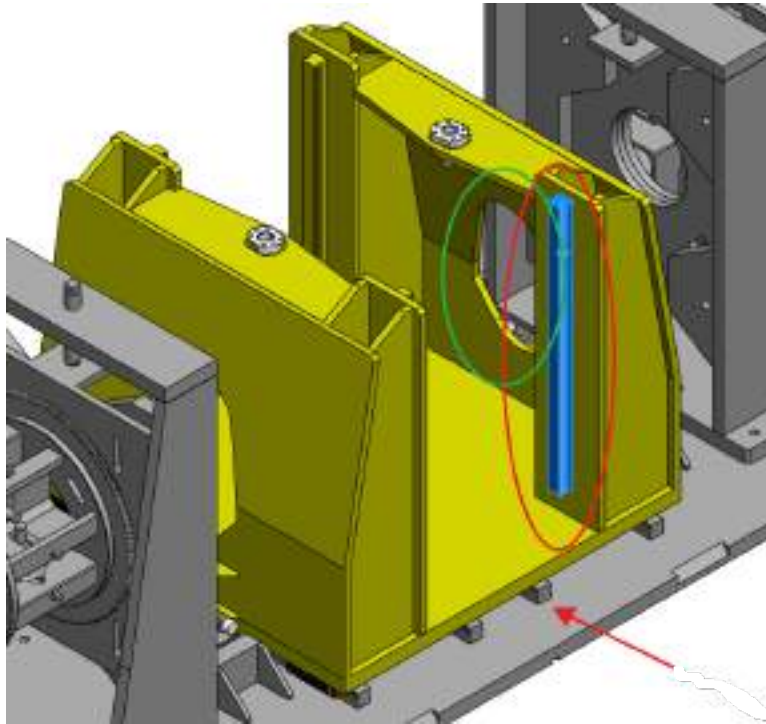


Figura 4-3: Se observa el carro Y montado sobre la base, se destaca con la flecha roja una de las 4 guías lineales, dentro del óvalo verde se puede ver la ventana por donde pasará el tubo y por último dentro del óvalo rojo una de las 4 guías lineales que vincula el carro Z con el carro Y.

4.1.2 Carro Z

El carro Z tendrá como propósito lograr el movimiento en el eje Z tal cual como se muestra en la Figura 4-1 en color naranja.

Al igual que el resto de los carros, se fabricará con acero SAE 1045 y se unirá mediante soldaduras, en algunos puntos se necesitarán de algunos agujeros pasantes y roscados para el agregado de accesorios y el resto de los mecanismos.

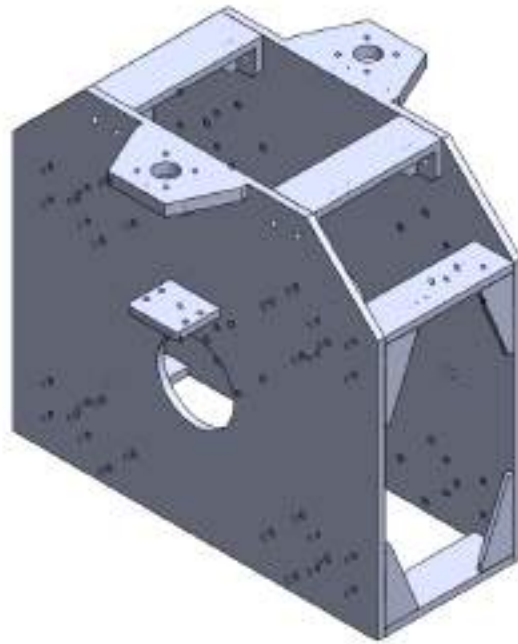


Figura 4-4: Vista isométrica del carro Z sin componentes ni accesorios.

La parte superior de la estructura tiene dos componentes fabricados en el mismo acero que el resto, pero su vinculación es mediante bulones para lograr tener acceso al interior desde arriba. Al retirar esos dos soportes se podrá colocar el carro A con los nuevos rolos montados cuando se realice un cambio de medida y forma en la línea conformadora. El resto de la estructura se soldará.

La potencia de los movimientos se obtendrán de dos servomotores colocados en las dos alas superiores del carro, al girar los tornillos de bolas recirculantes se podrá ajustar la altura en el eje Z de los rolos que enderezarán el tubo.

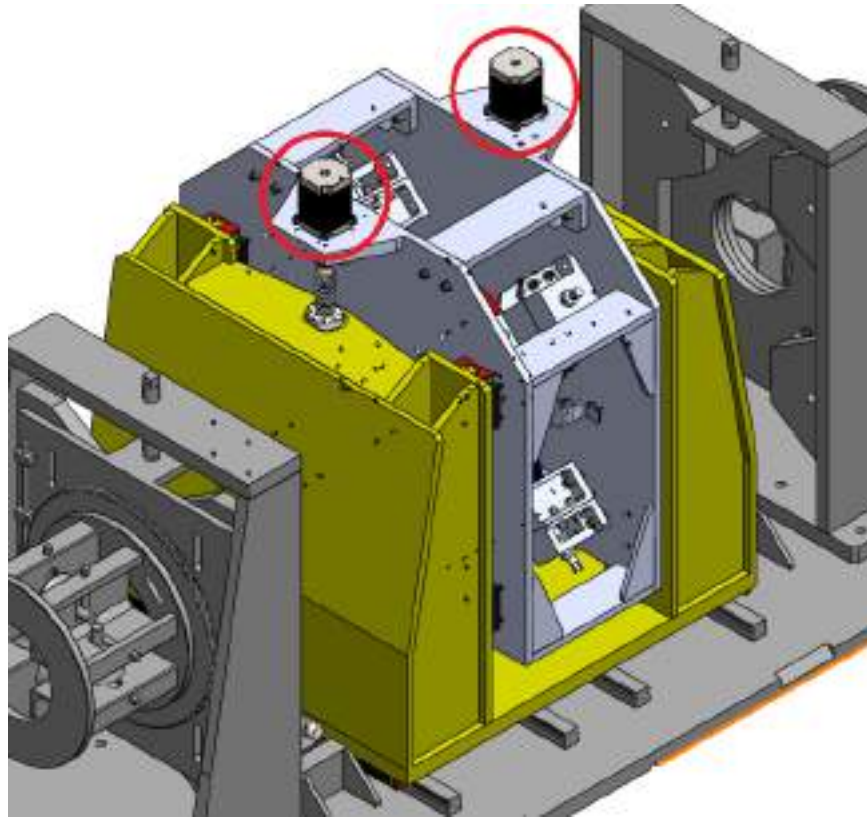


Figura 4-5: Vista isométrica del equipo, se destacan en los círculos rojos los dos servomotores que controlan la posición del carro Z.

4.1.3 Carro A

El carro más pequeño es el carro A, es el encargado del movimiento alrededor del eje longitudinal del tubo que se está conformando. Su función es enderezar los tubos cuando presentan un desfase angular entre secciones transversales.

Su vinculación y movimientos de posicionamiento son diferentes a los otros carros. Inspirado en los pasos denominados “cabezas de turco” diseñamos una estructura redonda que se monta en 8 apoyos que deben ser regulados para lograr un centrado con la línea del pasaje de tubo.

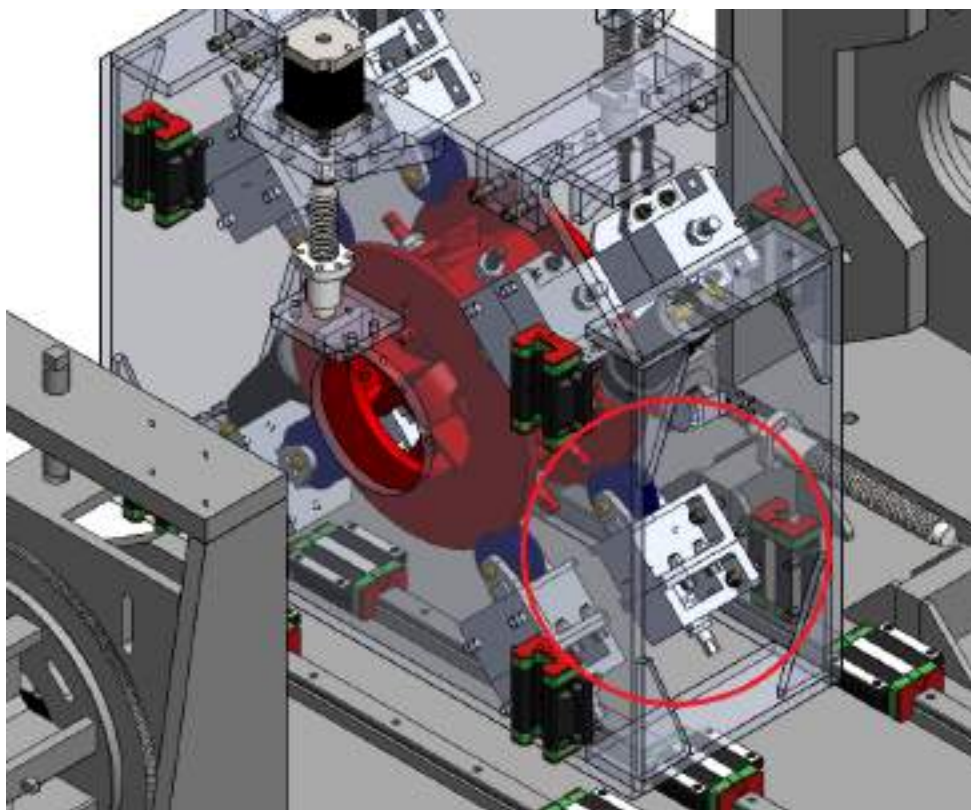


Figura 4-6: Se observa el carro A dentro del carro Z, se destaca dentro del círculo rojo uno de los 8 soportes del carro A.

El movimiento de rotación será hidráulico, con el uso de dos cilindros hidráulicos que pivotarán enfrentados. Para obtener la posición angular en cada instante se incorporan encoders. En la Figura 4-7 se puede ver una representación del carro A montado y uno de sus cilindros hidráulicos.

Además de estar vinculado con el carro Z mediante los soportes mostrados en la Figura 4-6, en su interior el carro portará los rolos que aplicarán las fuerzas para enderezar y corregir los errores de rectitud de los tubos, su sistema es muy similar a las cabezas de turco que existen actualmente en el mercado con la diferencia que requieren mayor precisión en sus aros exteriores para un correcto y centrado posicionamiento en la línea.

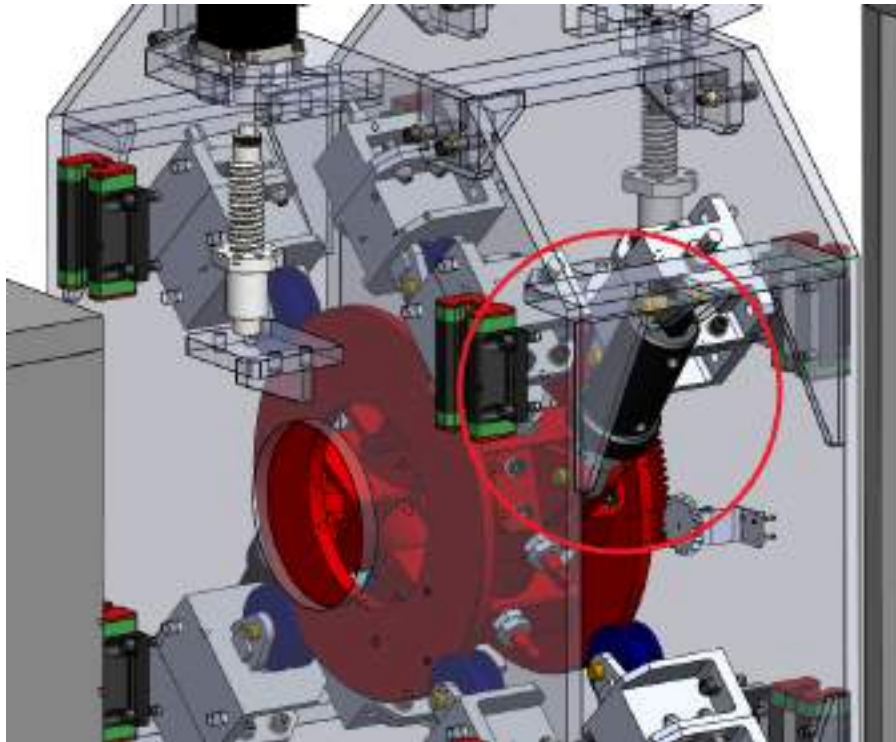


Figura 4-7: Se observa el carro A dentro del carro Z, se destaca en el interior del círculo rojo uno de los dos cilindros hidráulicos del carro A.

La idea es que al realizar un cambio de medida y forma del tubo que se está conformando en la línea, se pueda lograr de manera rápida y eficaz. Para esto se debe desmontar los dos soportes superiores del carro Z y dos de los soportes redondos que vinculan el carro Z con el A.

Una vez hecho esto y desvinculados los cilindros hidráulicos, se puede desmontar el carro A con los rolos de la medida anterior, y colocar un nuevo carro que tenga los rolos ya instalados y solo queda seguir el proceso de desmontaje en forma inversa. De esta manera se conseguirá disminuir los tiempos de cambio, ganando más productividad.

4.1.4 Base

La base es la que soportará todos los carros y además los montantes anterior y posterior, que no son más que dos pasos con cabezas de turcos convencionales que funcionarán como los dos soportes fijos y entre ellos se ubicará nuestro conjunto de carros CNC.

Se diseñó en función de los mecanismos que se encuentran hoy día en los mercados y plantas conformadoras de tubos, se trata de una placa metálica de acero con agujeros roscados para el montaje de los montantes y las guías lineales del mecanismo, en su parte inferior tiene varias ranuras que permiten el apoyo y alineado de la misma cuando se apoya sobre el bastidor de la línea conformadora. Una vez apoyado se abulona a la bancada de la línea utilizando cuñas que terminan de centrar la base.

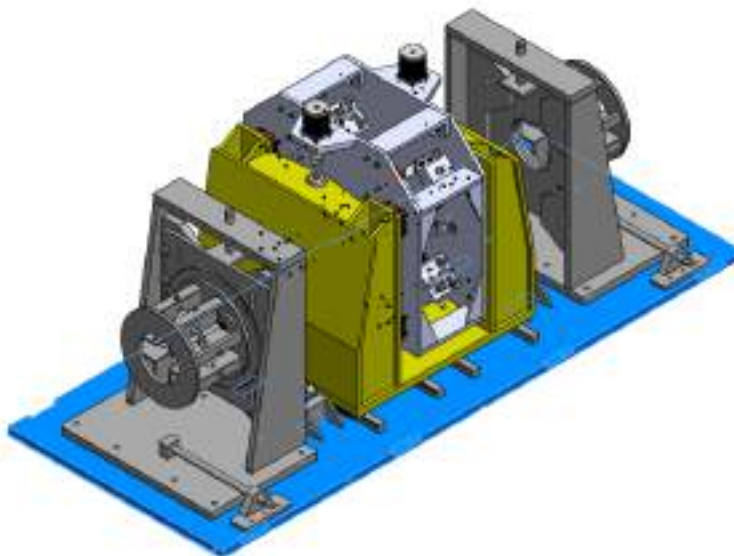


Figura 4-8: Se destaca en color azul la base del equipo, donde se montan los dos pasos de cabezas de turco y el mecanismo CNC.

La ventaja de tener todo montado sobre una misma base es que existe la posibilidad de tener otro conjunto completo armado fuera de línea, al igual que se realiza con los pasos previos conformadores, entonces al momento de realizar una para de la línea para un cambio de forma y/o dimensión simplemente se reemplaza la base con todo montado sobre ella.

4.2 Motorización

En esta sección desarrollaremos todos los cálculos pertinentes a las potencias y análisis requeridos de condiciones de uso, cómo ser el ambiente al cual estarán sometidos, teniendo en cuenta además la vida útil que se espera de los equipos.

Todas las líneas conformadoras de tubos cuentan con un circuito de emulsión, generalmente es una mezcla de agua con un 5% de aceite soluble, sus funciones principales son la de lubricar el contacto entre rolos y el tubo que se está conformando y también refrigerar disminuyendo las temperaturas de trabajo y así evitar desgastes prematuros de componentes. Por este motivo se seleccionarán motores con un IP mínimo de 65.

4.2.1 Potencia de motores eléctricos

Los servomotores serán los encargados de girar los tornillos de bolas para el movimiento en dirección del eje Z e Y.

Para seleccionarlos tendremos en cuenta la velocidad de avance del tubo que se está conformando, la fuerza que se necesita para enderezar el tubo y la potencia necesaria.

Las líneas conformadoras de tubos con las dimensiones que asumimos en este proyecto, tienen una velocidad lineal máxima de producción de entre 25 y 30 metros/minutos. Entonces en el caso de mayor exigencia el tubo tendrá una velocidad lineal de 0,5 m/s.

Suponiendo que se tiene que corregir un problema en la rectitud tal que se debe desplazar el máximo el cabezal, y en el peor de los casos calculados en la Tabla 3-21 se deberá desplazar un mínimo de 21,13 mm. Teniendo en cuenta que el carro se deberá mover en un periodo de 1 segundo permitiendo que la parte a enderezar pase desde el montante anterior al centro del mecanismo CNC, entonces la velocidad del carro será de 21,13 mm/s como mínimo.

Aplicando un factor de seguridad de 1,5 la velocidad del carro es de 31,7 mm/s.

El tornillo de bolas que seleccionamos tiene un paso de 10 mm, es decir que para lograr el avance de 31,7 mm en un segundo, deberá realizar 3,17 vueltas en un segundo, redondeando a 3,17 vueltas/segundo se obtiene una velocidad de giro de 190 RPM.

Entonces para obtener la potencia necesaria según la ecuación de la sección 17.2, página 702, del libro “Mott: elementos de máquinas.” edición 4ta [6], precisamos del par torsional y la velocidad de giro:

$$P = \frac{Tn}{63\,000} \quad (4.1)$$

Donde:

T = Par torsional en libras*pulgadas

n = Velocidad de giro en RPM

P = Potencia necesaria en HP

En el peor de los casos, cuando la carga tiene que ser elevada, el valor de T se calcula según la ecuación 17-13 del Mott [6]:

$$T_u = \frac{FL}{2\pi e} = 0.177FL \quad (4.2)$$

Donde:

F = Fuerza necesaria en libras

e = Eficiencia del tornillo = 0,9

L = Paso del tornillo en pulgadas

Si reemplazamos los valores cambiando las unidades obtenemos:

$$F = \text{Fuerza para enderezar tubo}$$

$$F = 84750 \, N = 84,75 \, kN \approx 19053 \, lb$$

$$T = \frac{19053 \cdot 0,3937}{2\pi \cdot 0,9} \approx 1326,5 \text{ libras} \cdot \text{pulgada} \approx 150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Entonces la potencia necesaria para el carro Y será de:

$$P_Y = \frac{1326,5 \cdot 190}{63000} \approx 4 \text{ HP}$$

Para calcular la potencia del carro Z habrá que considerar además la fuerza que ejerce la estructura por culpa de la gravedad. Obtenemos el dato aproximado de lo dibujado en SolidWorks:

Propiedades de masa de componentes seleccionados
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

El centro de masa y los momentos de inercia son los resultados en el sistema de coordenadas de DISPOSITIVO ENDEREZADOR
Masa = 1263.96 kilogramos

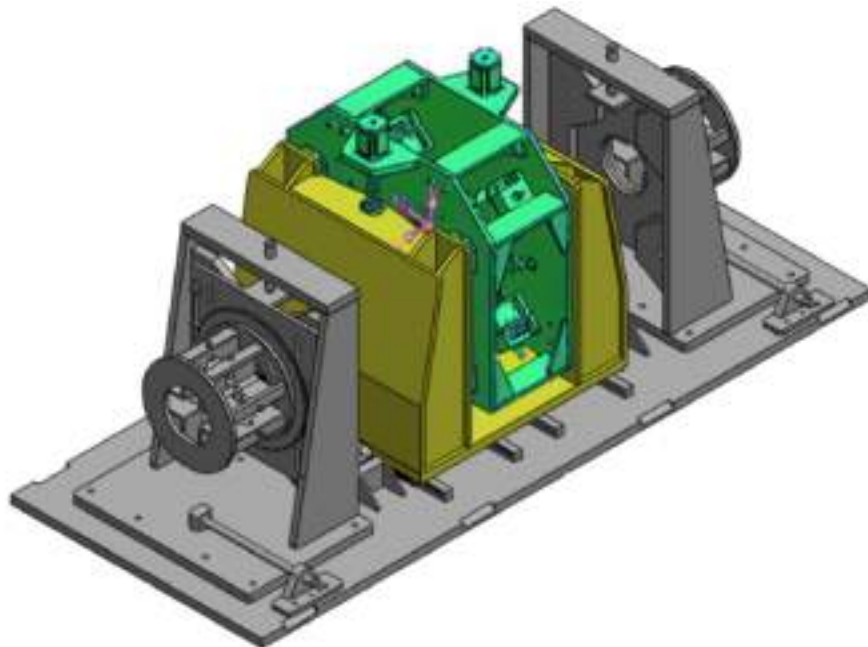


Figura 4-9: Componentes seleccionados para estimar su masa.

Siendo el peso igual a 12,4 kN calculamos:

$$F = \text{Fuerza para enderezar tubo} + \text{Peso estructura}$$

$$F = 84,75 \text{ kN} + 12,4 \text{ kN} \approx 21840 \text{ lb}$$

$$T = \frac{21840 \cdot 0,3937}{2\pi \cdot 0,9} \approx 2062,5 \text{ libras} \cdot \text{pulgada} \approx 172 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Entonces la potencia necesaria para el carro Z será de:

$$P_z = \frac{2062,5 \cdot 190}{63000} \approx 4,59 \text{ HP}$$

4.2.2 Selección de motores comerciales:

Tanto como para el carro Z y el Y seleccionamos los mismos cuatro servomotores comerciales de la marca MOOG, modelo G-6-V6 [7]:

Tabla 4-1: Tabla con información técnica del servomotor seleccionado.

SIZE 6

Natural Cooling, High Voltage, Type G-6-V

Characteristics and Nominal Values with Sinusoidal Drive

Characteristics		G-6-V2	G-6-V4	G-6-V6	G-6-V8	G-6-V9	Units
Continuous stall torque	M_s	13.93 (123)	26.20 (232)	38.60 (343)	50.65 (448)	74.22 (657)	Nm (lbf in)
Rated torque	M_r	9.84 (87.1)	17.47 (155)	22.64 (200)	32.97 (292)	42.48 (376)	Nm (lbf in)
Maximum torque	M_{max}	40.27 (356)	80.01 (708)	120 (1,062)	160 (1,416)	240.03 (2,124)	Nm (lbf in)
Rated speed	n_r	3,800	3,000	2,900	2,400	2,400	r/min
Maximum speed	n_{max}	6,100	5,800	4,500	3,300	3,100	r/min
Continuous stall current	i_s	14.18	21.64	24.42	29.89	32.66	A _{ms}
Maximum current	i_{max}	48.0	77.2	88.2	88.2	123.5	A _{ms}
Rated power	P_r	3.92 (5.3)	5.49 (7.4)	6.88 (9.2)	8.29 (11.1)	10.68 (14.3)	kW (hp)
Torque constant	k_t	0.98 (8.7)	1.21 (10.7)	1.39 (14.1)	2.12 (18.8)	2.27 (20.1)	Nm/A _{ms} (lbf in/A _{ms})
Voltage constant	k_v	62.1	75.4	98.5	131.5	139.8	V _{ms} /k _{r/min}
Thermal time constant	t_{th}	2.698	3.186	3.775	3.850	4.100	s
Winding resistance at 25 °C (77 °F) (phase to phase)	R_s	0.533	0.283	0.265	0.321	0.219	Ohm
Winding inductance (phase to phase)	L_s	4.5	3.1	3.4	4.4	3.3	mH
Rotor inertia with resolver	J	27.78 (246)	53.57 (474)	79.36 (702)	105.40 (933)	156.98 (1,389)	kg cm ² (10 ⁻⁴ lbf in s ²)
Rotor inertia with encoder	J	27.56 (244)	53.34 (472)	79.13 (700)	105.18 (931)	156.76 (1,387)	kg cm ² (10 ⁻⁴ lbf in s ²)
Weight (without brake)	m	15.10 (33.3)	21.10 (46.5)	27.20 (60)	33.10 (73)	44.80 (98.8)	kg (lb)

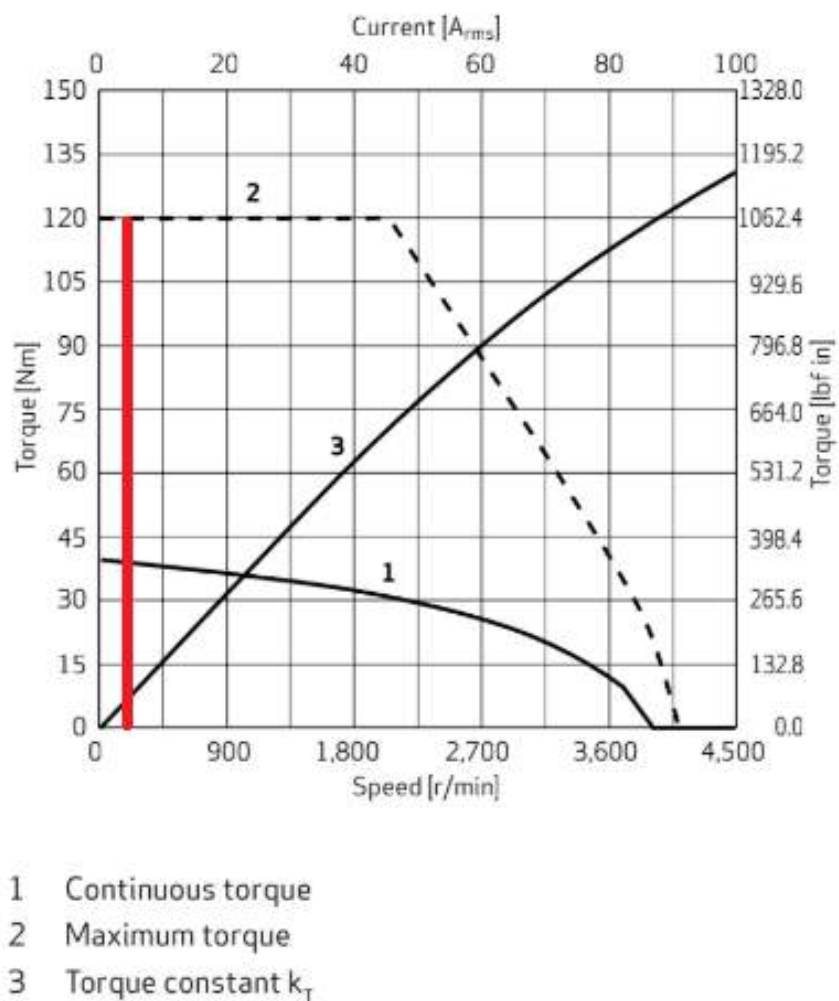
G-6-V6

Figura 4-10: Curvas características RPM-torque del servomotor seleccionado.

Para mantener la posición del cabezal durante el enderezamiento del tubo conformado se requiere del agregado de un freno en el servomotor para que el mismo no se mueva. El mismo fabricante de los motores incluye la opción de agregarlo, es por eso que será necesario incluirlo.

4.3 Simulaciones

4.3.1 Análisis de resistencia

Realizamos el análisis de resistencia de los componentes principales y más exigidos del equipo. Se comienza calculando valores básicos de casos estáticos como los obtenidos en la Tabla 3-21, cuando los carros se encuentran en su posición extrema, y luego los resultados son volcados en el software Solidworks para ejecutar simulaciones con métodos de diferencias finitas.

Se puede pensar que los esfuerzos comienzan desde el defecto en la rectitud del tubo que hay que enderezar, este transmite la fuerza a los rolos que están montados en el carro A. Suponiendo el peor de los casos analizamos la resistencia del carro A, es decir que se aplicará una fuerza de 85 kN en dirección perpendicular a los ejes de los rolos como se muestra en la Figura 1-11 y también se incluirán las fuerzas aplicadas por ambos cilindros hidráulicos.

En esta simulación involucra a la banca de carro A y a dos horquillas para cilindros, unidas por 4 tornillos M16x50 - grado 12.9. En las horquillas se aplica la fuerza que ejercen los cilindros calculada anteriormente:

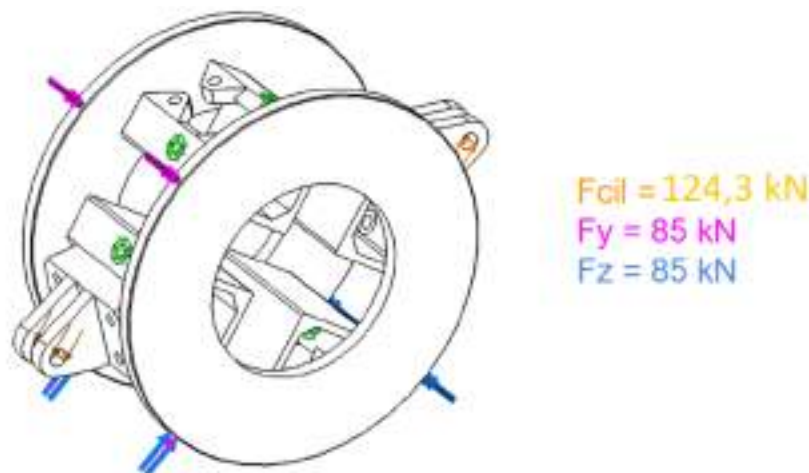


Figura 4-11: fuerzas utilizadas en la simulación estática de resistencia del carro A.

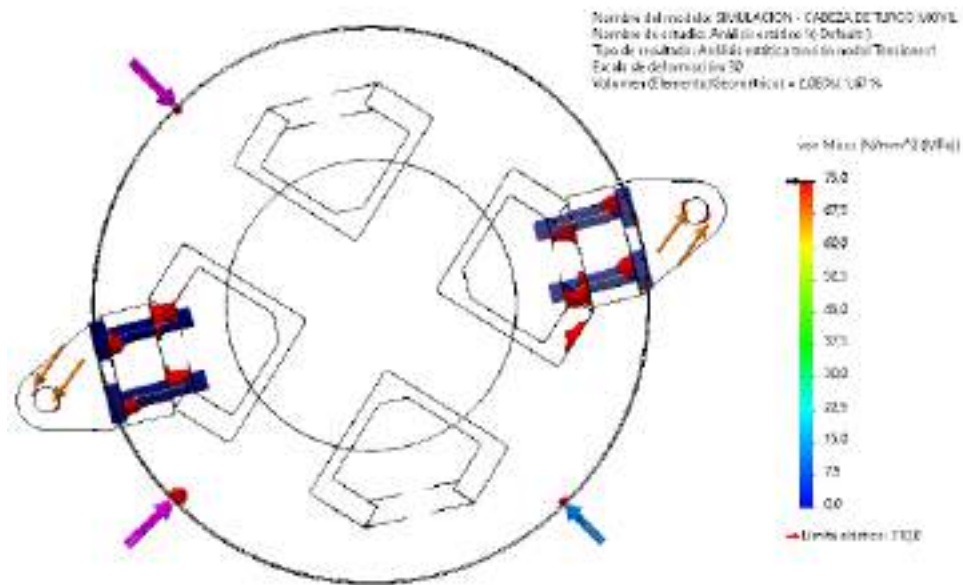


Figura 4-14: Tensiones de Von Mises con filtro en 75 Mpa.

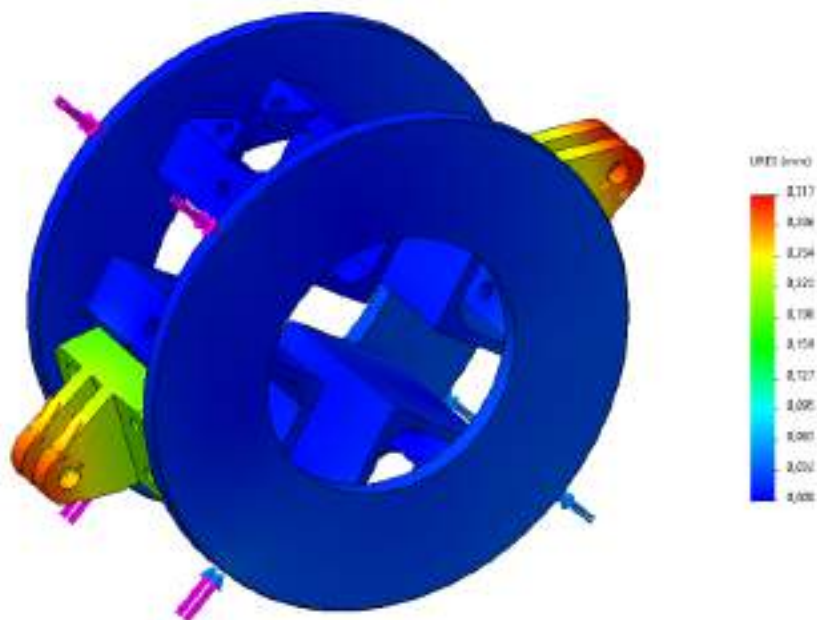


Figura 4-15: Desplazamientos mediante simulación computacional.

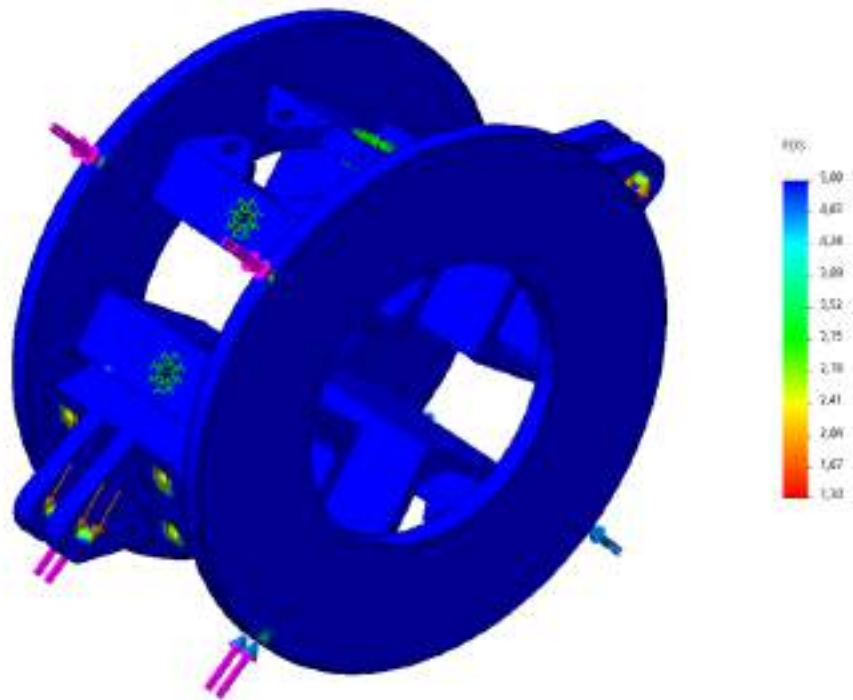


Figura 4-16: FOS mediante simulación computacional.

Se obtienen resultados de los esfuerzos a los que se someten los tornillos M16 utilizados :

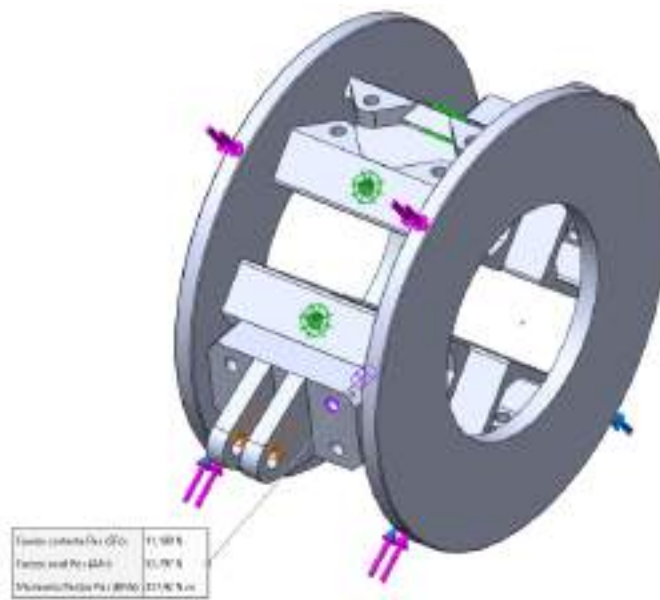


Figura 4-17: Esfuerzos en los tornillos del conjunto carro A.

Al igual que en la simulación anterior, suponiendo el peor estado de carga para analizar la resistencia del carro Z, se aplica una fuerza de 85 kN en dirección Y transmitida por los patines de las guías lineales. También se aplica una carga de 85 kN en dirección Z transmitida por los tornillos de bola. Los puntos fijos utilizados (ningún movimiento posible) son los agujeros que sujetan el conjunto rueda guía. Se utilizan las direcciones de fuerzas que generan mayores sollicitaciones en el conjunto carro Z.

En esta simulación involucra a la banca de carro Z y dos refuerzos de bancada, unidos por 8 tornillos M16x 80 - grado 12.9.

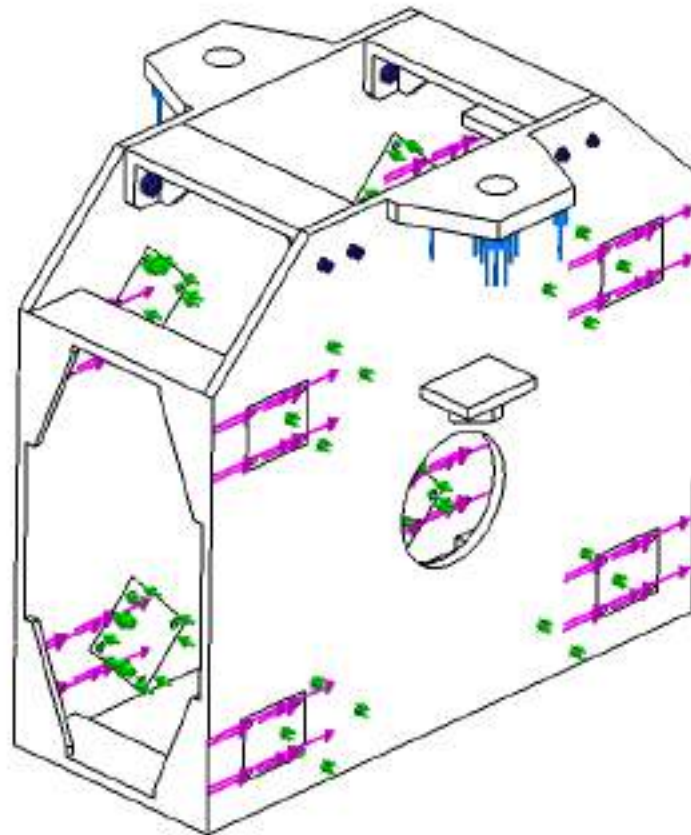


Figura 4-18: Fuerzas utilizadas en la simulación estática de resistencia del carro Z.

En las siguientes figuras se muestra la malla utilizada para las piezas, los resultados de las tensiones y deformaciones en el caso simulado:

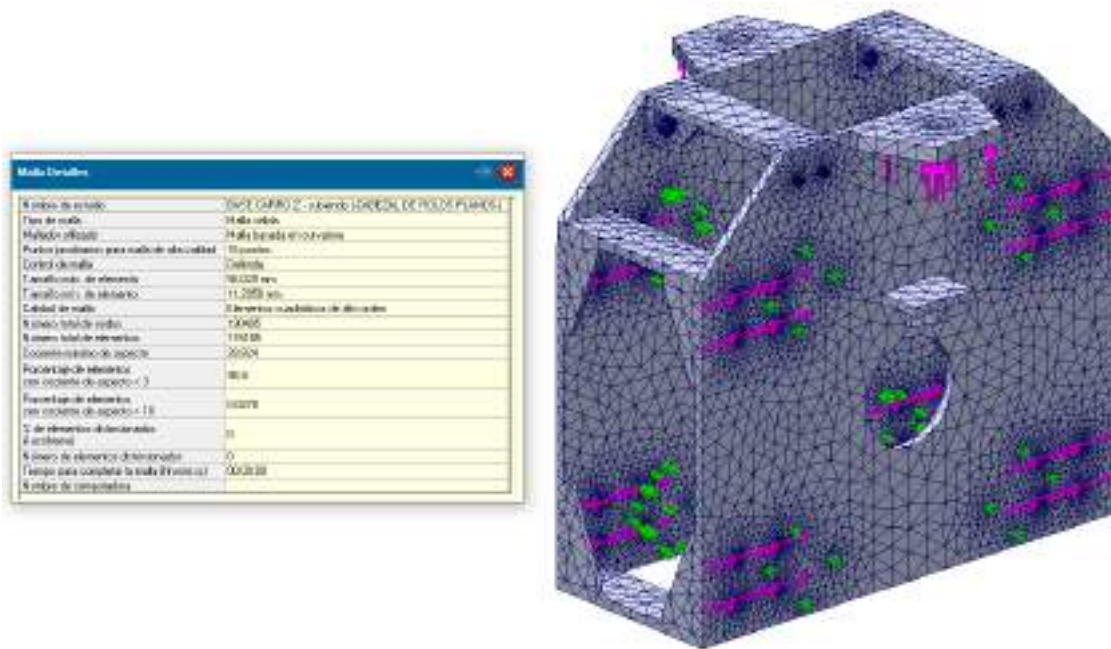


Figura 4-19: detalles de la malla del carro Z.

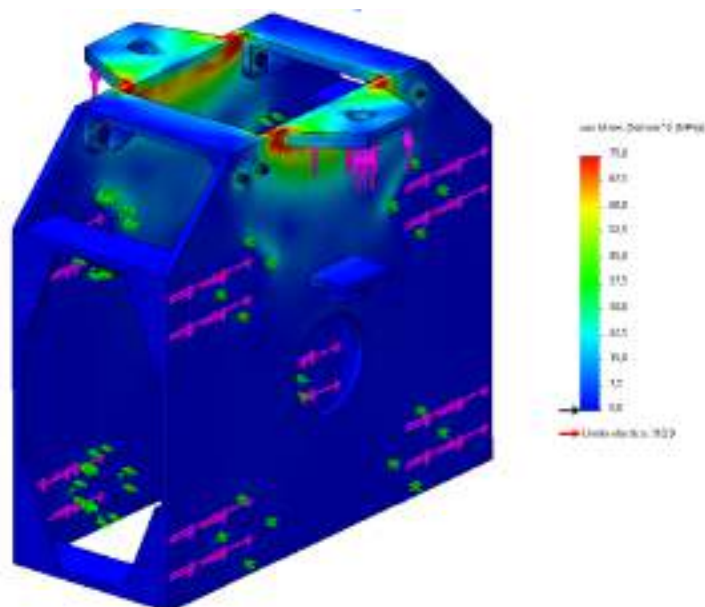


Figura 4-20: Tensiones de Von Mises mediante simulación computacional.

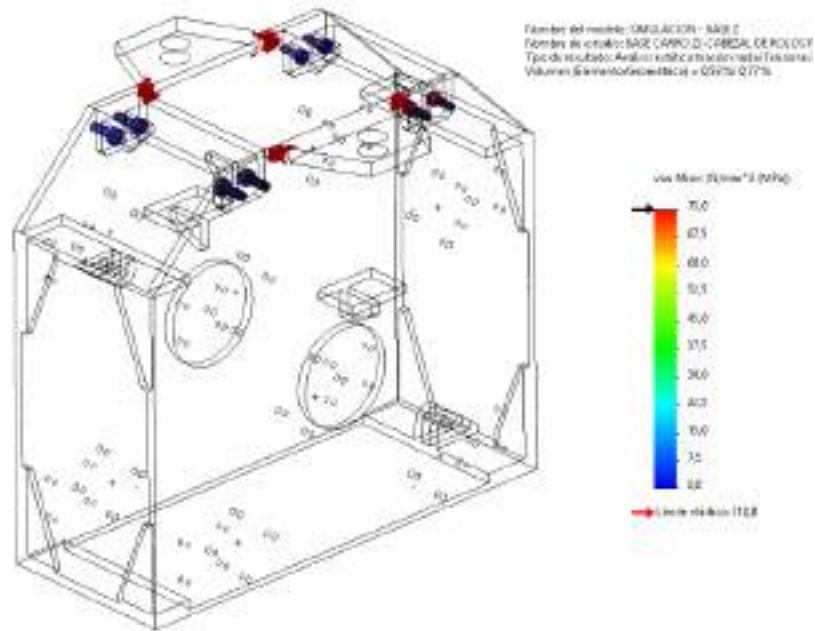


Figura 4-21: Tensiones de Von Mises con filtro en 75 Mpa.

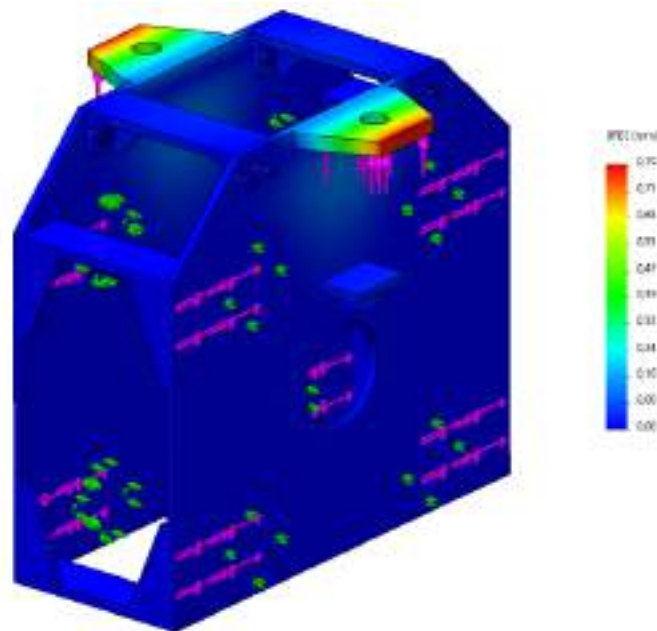


Figura 4-22: Desplazamientos mediante simulación computacional.

Para la simulación del carro Y, se aplica una fuerza de 85 kN en dirección Z aplicada por los tornillos. También se aplica una carga de 85 kN en dirección Y aplicada por los tornillos de la base. Se utiliza una restricción de traslación en el eje Y en una de las caras de las guías lineales. En la base de la bancada, se utilizan sujeciones de tipo “bisagra” que restringen el movimiento de traslación de los agujeros de la bancada, utilizados para montar los patines.

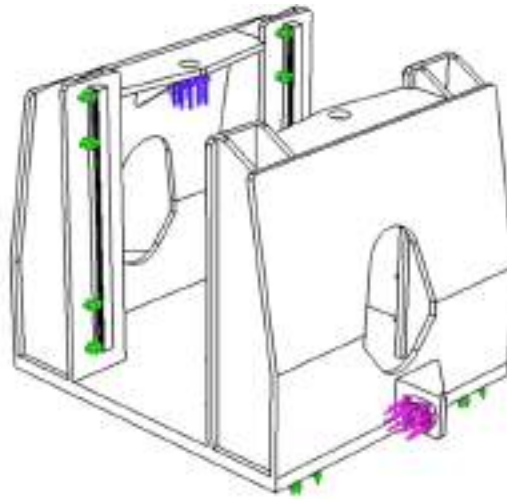


Figura 4-25: Fuerzas utilizadas en la simulación estática de resistencia del carro Y.

En las siguientes figuras se muestra la malla utilizada para las piezas, los resultados de las tensiones y deformaciones en el caso simulado:

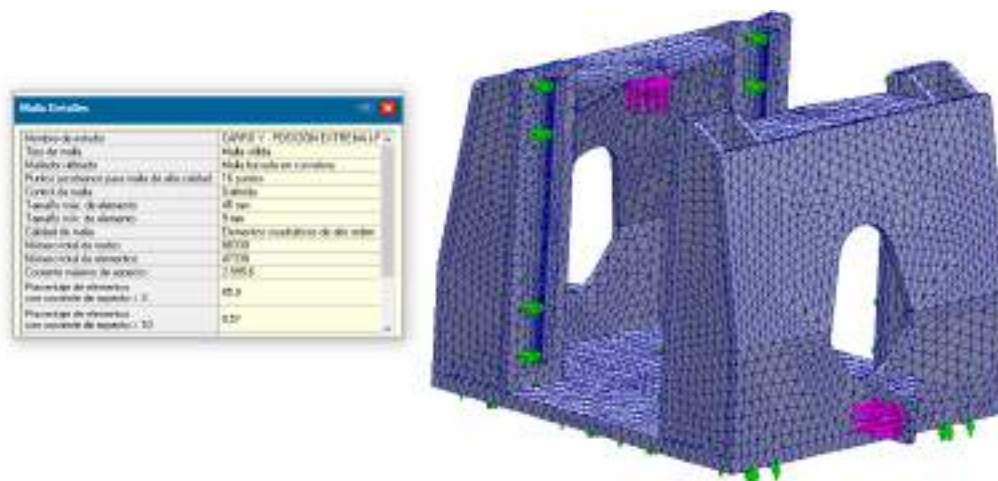


Figura 4-26: detalles de la malla del carro Y.

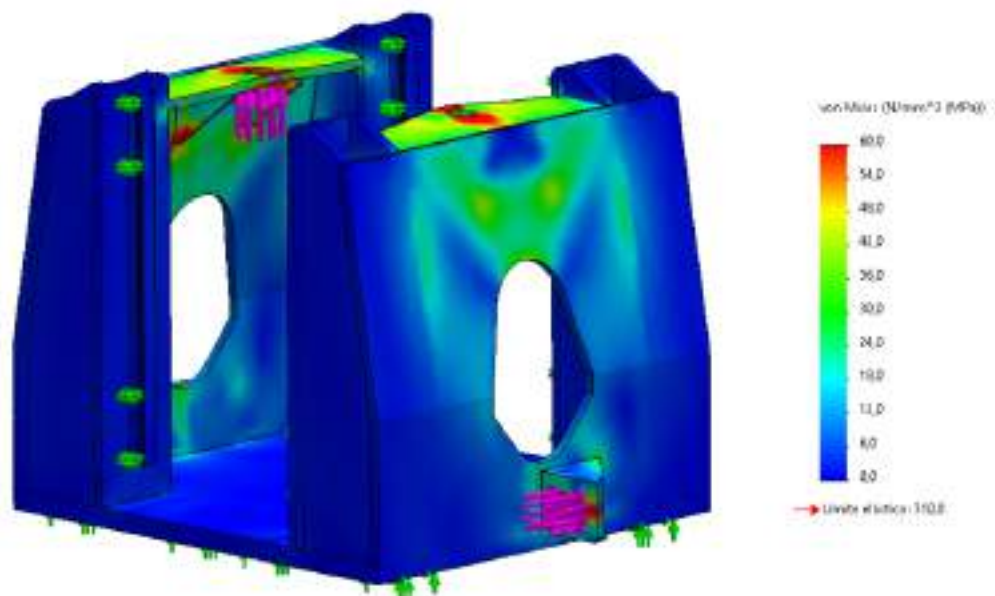


Figura 4-27: Tensiones de Von Mises mediante simulación computacional.

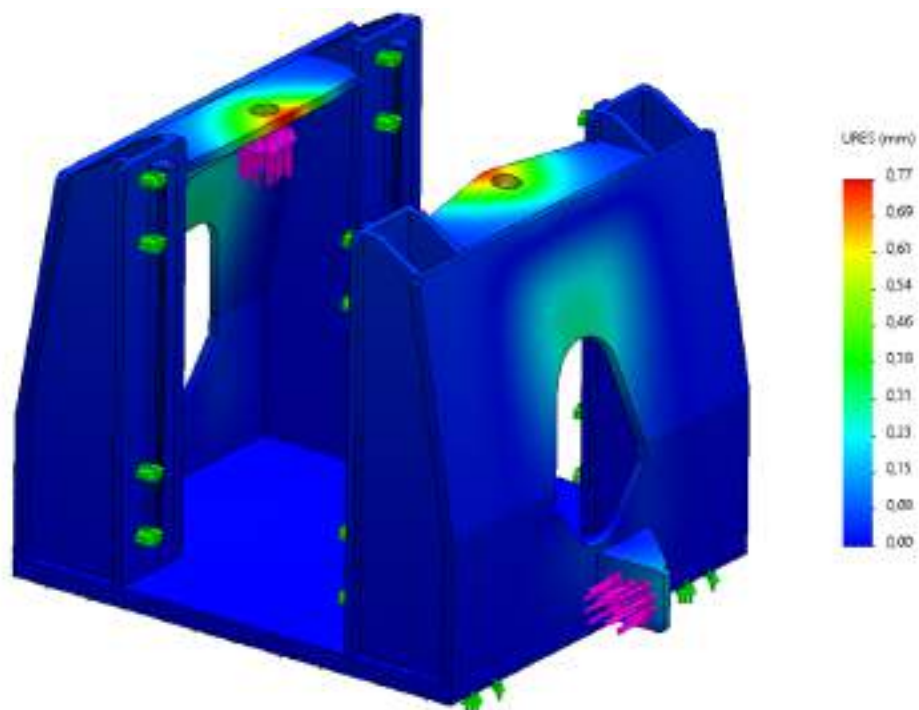


Figura 4-28: Desplazamientos mediante simulación computacional.

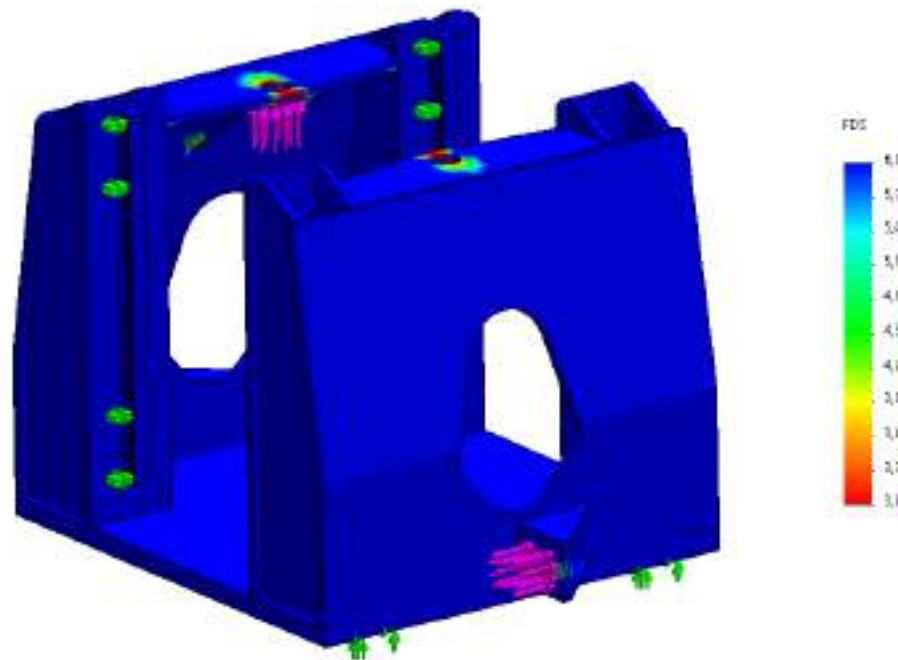


Figura 4-29: FOS mediante simulación computacional.

En la simulación del conjunto base, se aplica una fuerza de 85 kN en dirección Y transmitida por los soportes de los tornillos de bolas. En las guías lineales, se aplica una fuerza de 3500 kgf que representa el peso del dispositivo. Se incluyen dos fuerzas en dirección Z que representan la acción de los montantes sobre la base. En la base se utilizan sujeciones en los agujeros y en el borde de la base, que restringen el movimiento en todas las direcciones

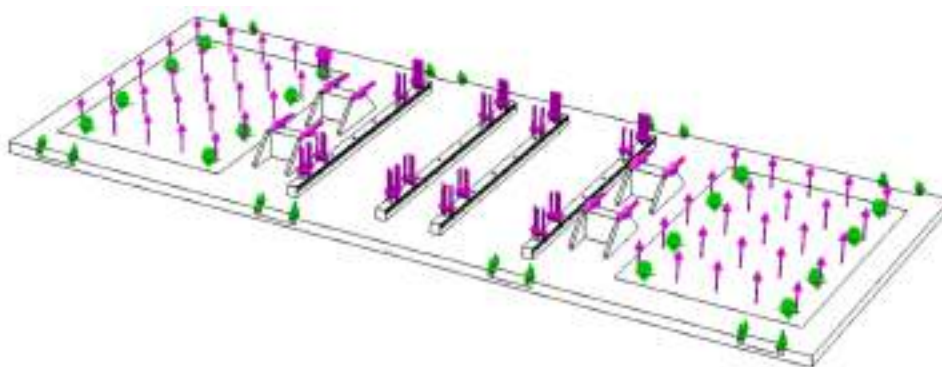


Figura 4-30: Fuerzas y sujeciones utilizadas en la simulación estática de resistencia del conjunto base.

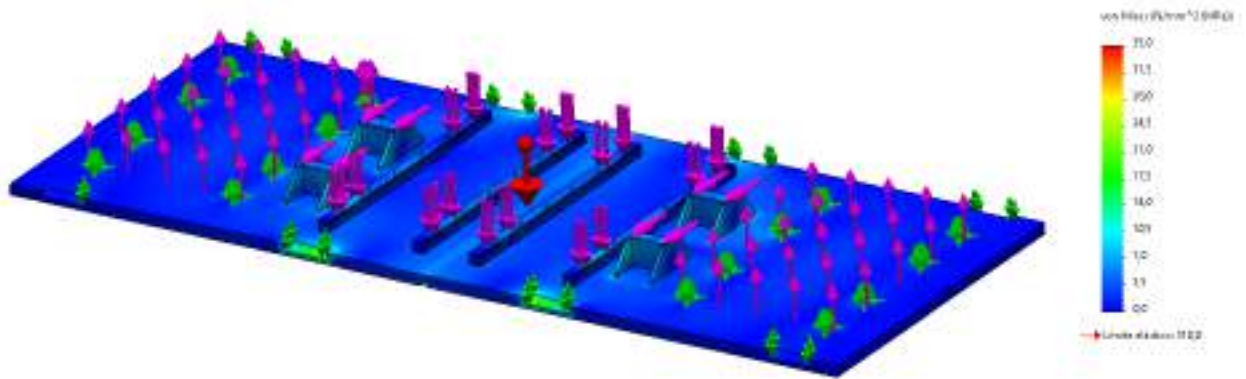


Figura 4-31: Tensiones de Von Mises mediante simulación computacional.

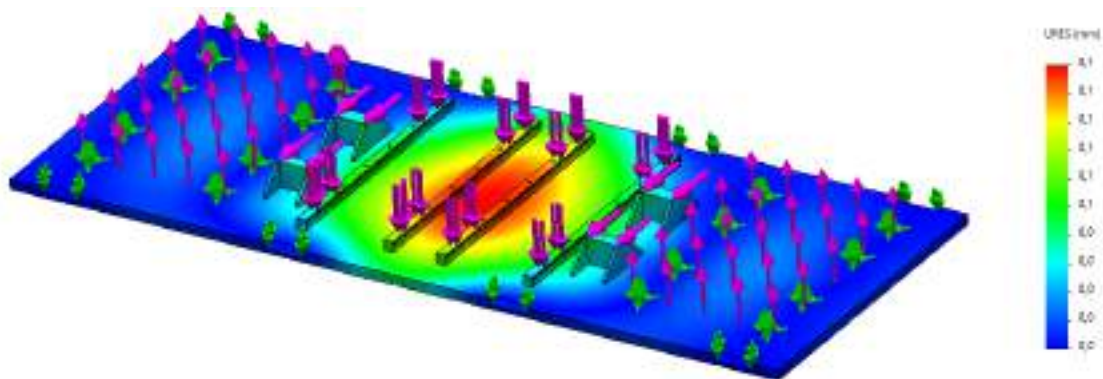


Figura 4-32: Desplazamientos mediante simulación computacional.

La pieza denominada “conjunto rueda guía” soporta las cargas que le transmite el carro A a través de las ruedas, a la vez que permite regular el juego del carro A. Está compuesta por dos piezas atornilladas entre sí, que forman la base o guía para que el sujetador de rueda regulable deslice por el interior de ella. Utilizando 4 tornillos M16 se sujeta el conjunto rueda guía al bastidor del carro Z. En el sujetador regulable se aplica una fuerza de 42.5 kN que representa la fuerza que le transmite el carro A.

Se definen sujeciones entre las guías de manera que se permite sólo la traslación del sujetador en la dirección de las guías. Por último se define el contacto y precarga entre

el sujetador, las tuercas, y las piezas que forman la “guía” para limitar el movimiento de traslación en la dirección de las guías:

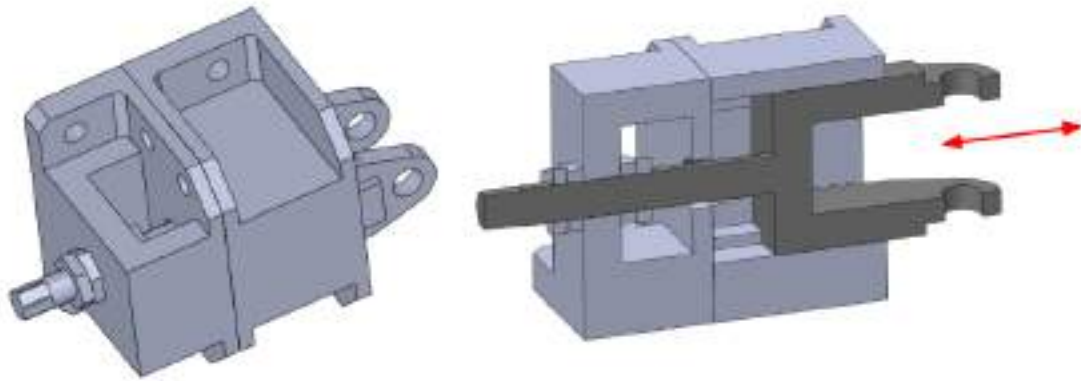


Figura 4-33: Modelo 3D de conjunto rueda guía.

En las siguientes figuras se muestra la malla utilizada para las piezas, los resultados de las tensiones y deformaciones en el caso simulado:

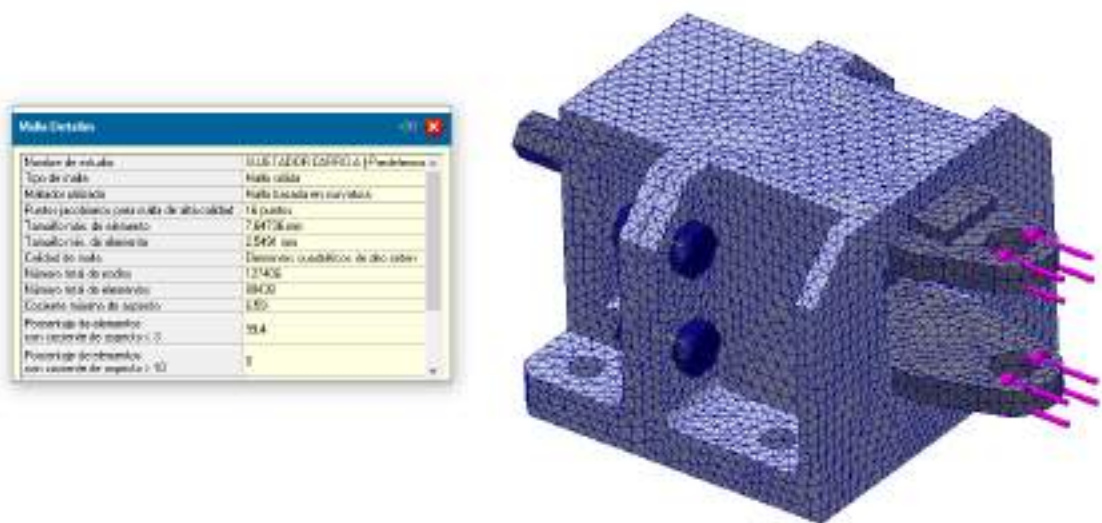


Figura 4-34: Detalles de la malla del conjunto rueda guía .

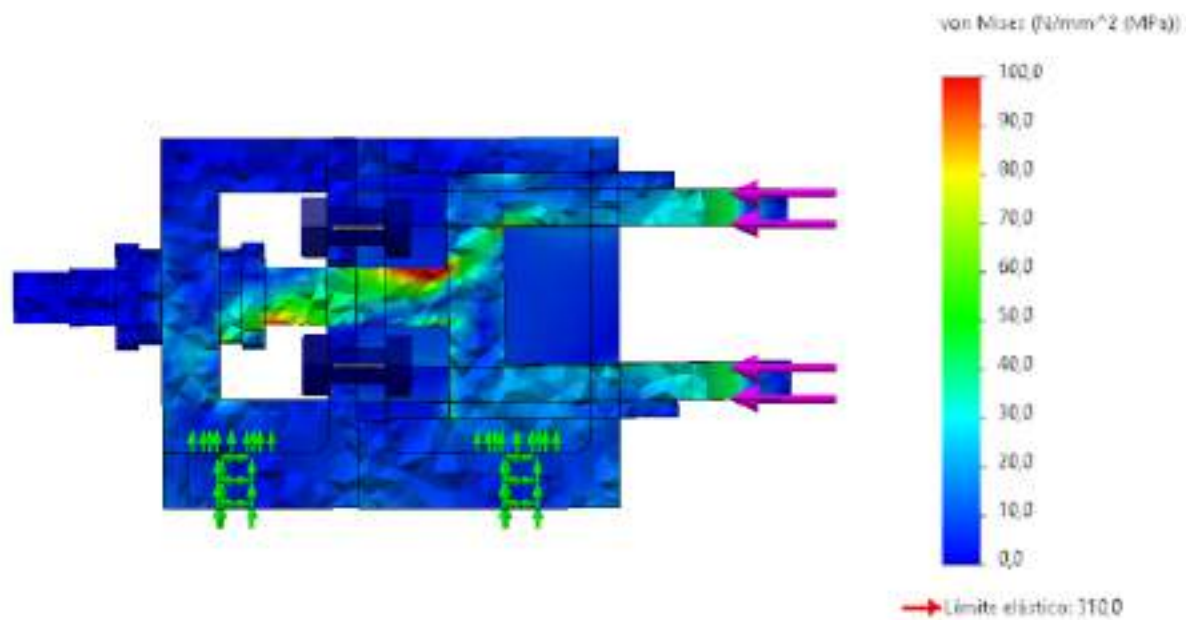


Figura 4-35: Tensiones de Von Mises mediante simulación computacional.

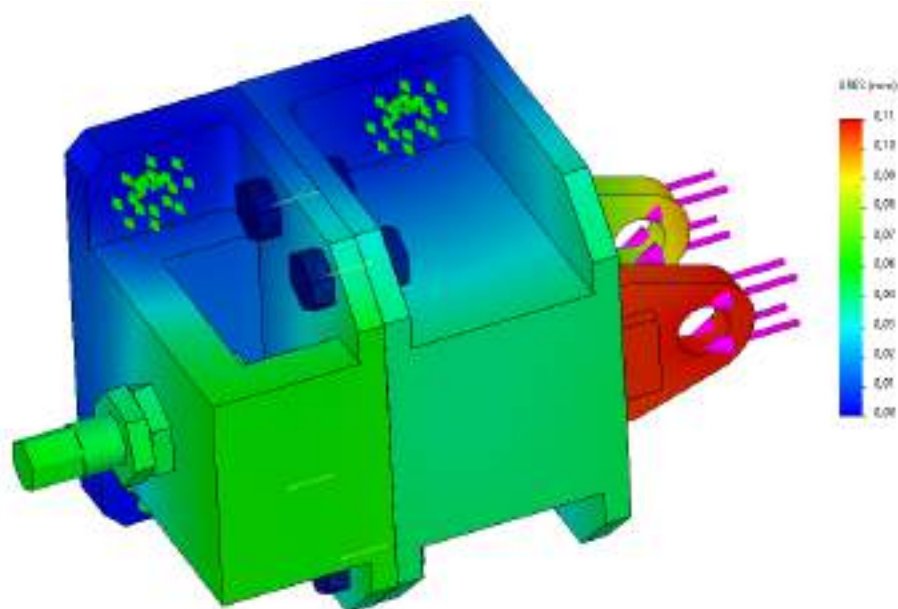


Figura 4-36: Desplazamientos mediante simulación computacional.

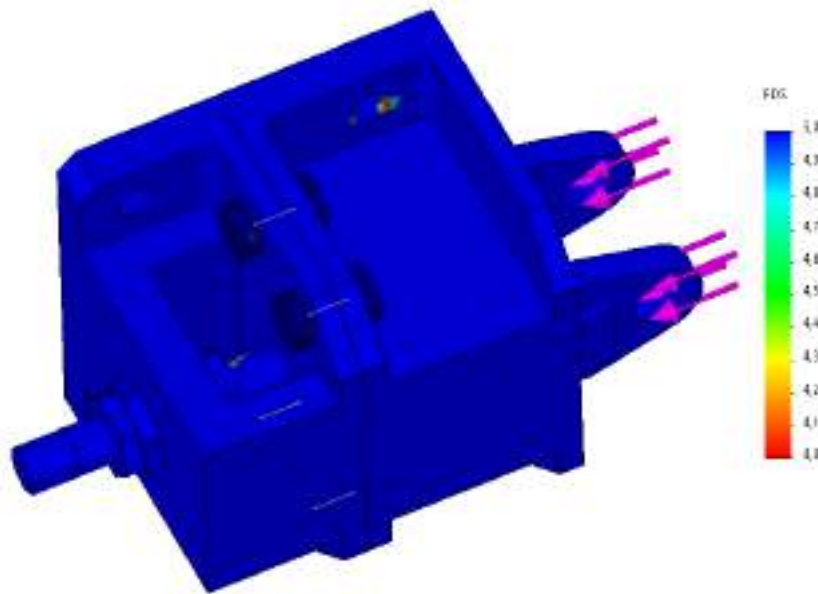


Figura 4-37: FOS mediante simulación computacional.

Por último, se simulan dos piezas encargadas de transmitir los esfuerzos de los rolos conformadores: el soporte de rollo y el ojal del soporte. Se utiliza una fuerza de 42.5 kN que representa la carga que le transmite el rolo a las dos piezas.

En el ojal se utiliza una sujeción que impide la traslación en dirección Z en áreas de la rosca, representando el vínculo entre el ojal y el tornillo soporte. Luego en el área cilíndrica del ojal, se utiliza una sujeción que limita la traslación en dirección Z e Y.

En las siguientes figuras se muestra la malla utilizada para las piezas, los resultados de las tensiones y deformaciones en el caso simulado:

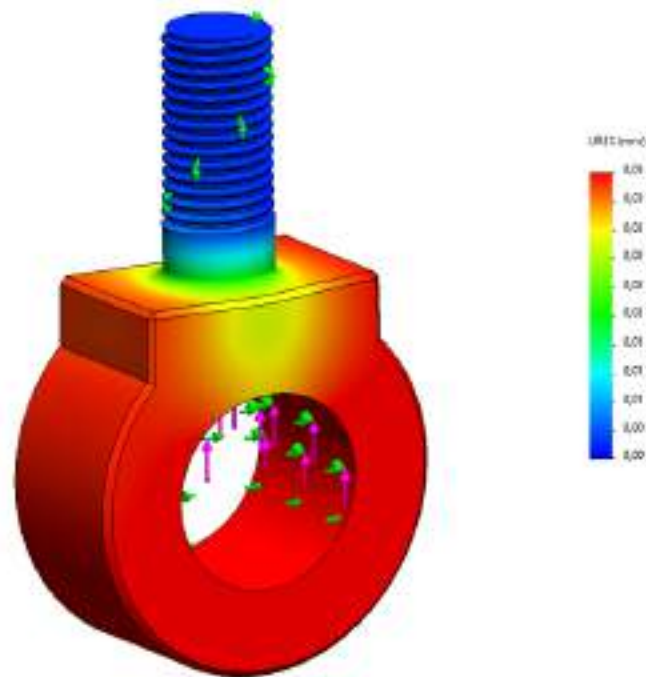


Figura 4-40: Desplazamientos mediante simulación computacional.

En el tornillo soporte se utiliza una sujeción que impide la traslación y rotación en áreas de la rosca exterior, representando el vínculo entre el tornillo soporte y el bastidor del carro A. Luego en el área de la rosca interna del tornillo soporte, se aplica la carga de 42.5 kN que transmite el ojal.

En las siguientes figuras se muestra la malla utilizada para las piezas, los resultados de las tensiones y deformaciones en el caso simulado:

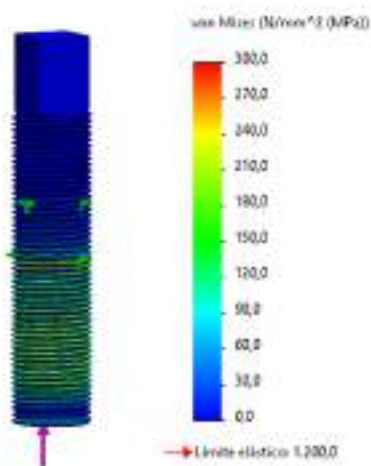


Figura 4-41: Tensiones de Von Mises mediante simulación computacional

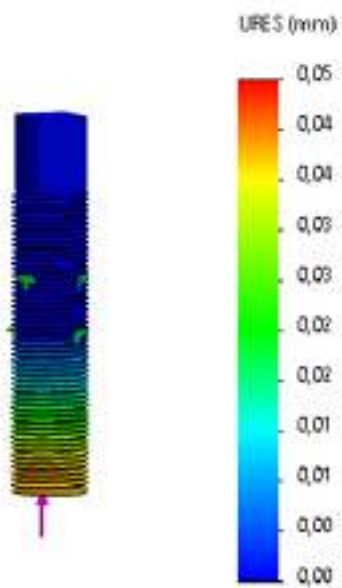


Figura 4-42: Desplazamientos mediante simulación computacional.

4.4 Selección de componentes

4.4.1 Tornillos de bolas

A continuación realizaremos el cálculo y dimensionamiento de los tornillos de bola.

Cómo ya vimos en secciones anteriores el carro que mayor potencia requiere es el carro Z, es por eso que nos apoyaremos en lo calculado en ese carro y lo aplicaremos en el carro Y que requiere de una menor fuerza para moverse.

La fuerza total que deben transmitir los tornillos del carro Z es igual la sumatoria de la fuerza necesaria para enderezar el tubo, 84,75 kN y la necesaria para mover su estructura, es decir una fuerza aproximada de 12,38 kN. Finalmente los tornillos deben poder transmitir una fuerza de 97,13 kN, es decir 48,565 kN por tornillo.

$$48,565 \text{ kN} = 10461,87 \text{ libras}$$

Aplicaremos el método de dimensionamiento explicado en la unidad 17-3 del libro “Mott: elementos de máquinas.” edición 4ta. [6]

Primero se analizará la relación entre la fuerza requerida y la duración del tornillo de bolas. De manera similar que los rodamientos, se calcula un número de ciclos y en función de este se obtienen datos para el cual el 90% de los tornillos todavía trabajan.

Si pretendemos un uso continuo durante 10 años, con un recorrido de 31,7 mm por tubo, estimando unos dos ciclos por minuto y una jornada de 16 horas diarias podemos aproximar con la tabla presentada en la página 706 del libro Mott la dimensión necesaria para que resista el uso.

$$\text{Recorrido} = \frac{31,7 \text{ mm}}{\text{carrera}} \cdot \frac{1920 \text{ carreras}}{\text{día}} \cdot \frac{365 \text{ días}}{\text{año}} \cdot 10 \text{ años} \approx 2,22 \cdot 10^8 \text{ mm} \approx 8,75 \cdot 10^6 \text{ pulgadas}$$

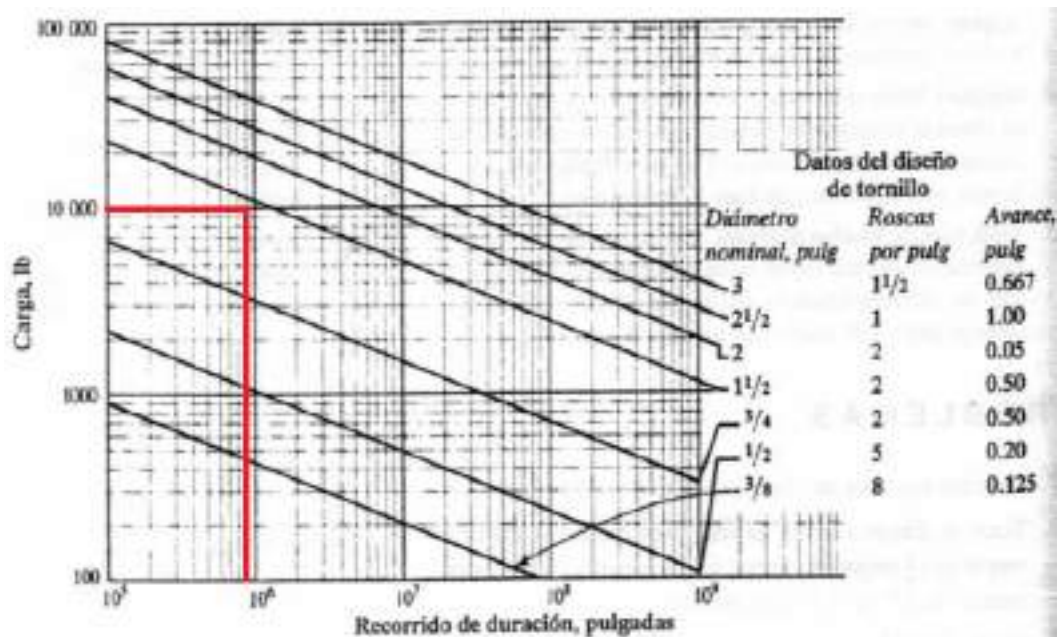


Figura 4-43: Gráfica estadística de recorrido de duración del 90% de los tornillos obtenida del libro “Mott: elementos de máquinas.” edición 4ta. [6]

Otro punto que analizar es la velocidad de giro al cual estará sometido, estas pueden generar vibraciones y se puede generar el fenómeno de la “velocidad crítica” en la cual el tornillo puede agitarse sobre su eje alcanzando amplitudes peligrosas. Se recomienda que la velocidad de funcionamiento sea menor de 0,8 veces la velocidad crítica. El sitio web de Roton Products, inc [8]. sugiere aplicar la siguiente ecuación para estimar la velocidad crítica:

$$n_c = \frac{4.76 \times 10^6 d K_s}{(SF) L^2} \quad (4.3)$$

Donde:

- d: Diámetro menor del tornillo en pulgadas.
- Ks: Factor de empotramiento de extremos.
- L: Longitud entre los soportes en pulgadas.
- SF: Factor de seguridad.

Nuestro tornillo está empotrado en un extremo y simplemente apoyado en el otro entonces el factor K_s sugerido es de 1,55. Y el factor de seguridad SF se recomienda utilizar de 2.

La distancia L entre los soportes se obtiene del diseño 3D, y es igual a 471,8 mm.

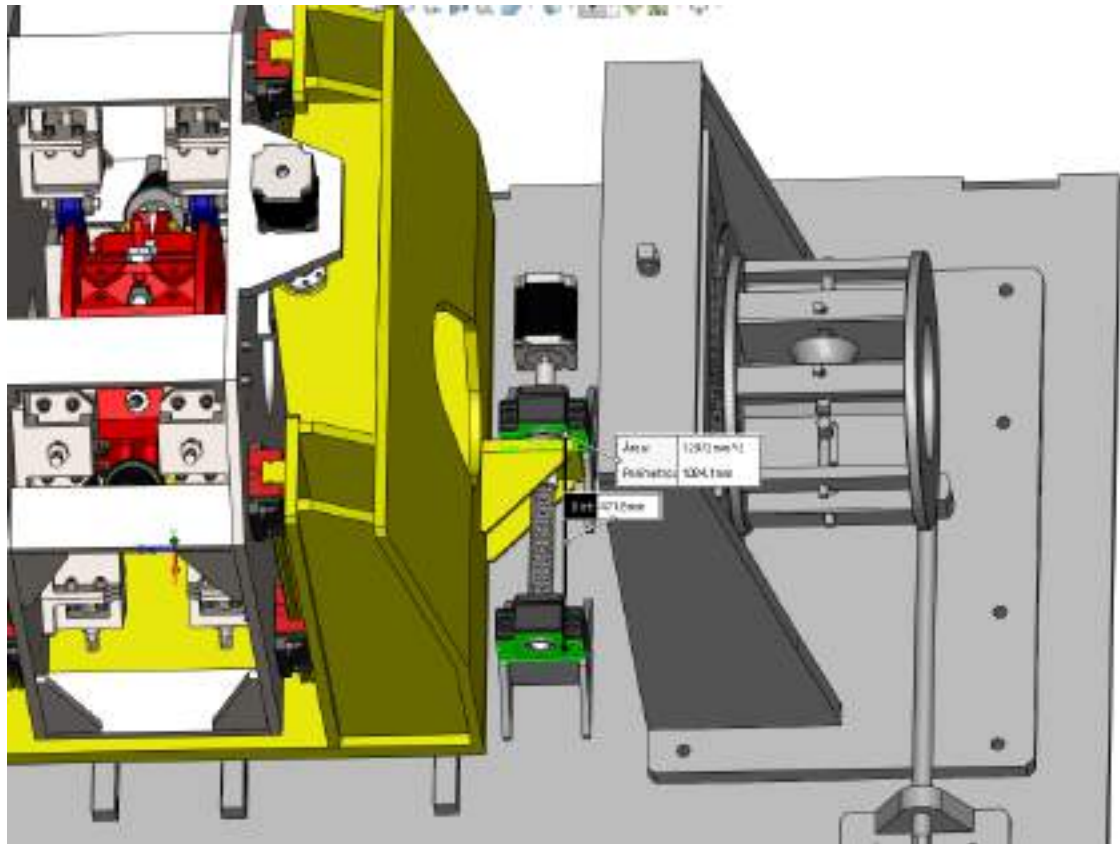


Figura 4-44: Captura de medición de distancia entre apoyos del tornillo.

Entonces el valor obtenido en RPM de la velocidad crítica es:

$$n_c = 21035,5 \text{ RPM}$$

Ahora analizaremos la resistencia al pandeo que debe cumplir el tornillo de bolas, nos guiaremos con lo detallado en el capítulo 6 del mismo libro “Mott: elementos de máquinas.” edición 4ta.

Con los datos de longitud del tornillo y su coeficiente K en función de sus fijaciones en los extremos se calcula la longitud efectiva.

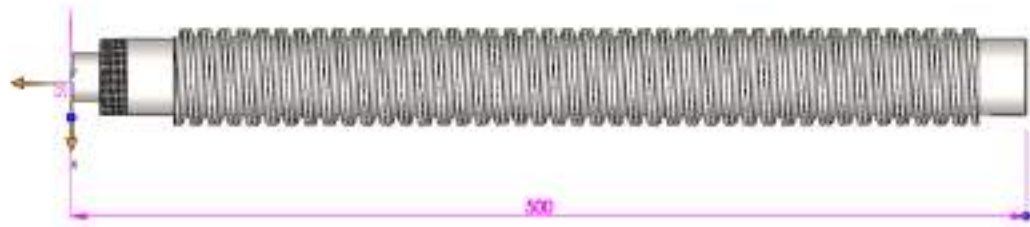


Figura 4-45: Longitud del tornillo que mueve el carro Y.

- $L = 500 \text{ mm} = 19,685 \text{ pulgadas}$
- $K = 4$ (empotrado en cada extremo con dos cojinetes que evitan rotación en apoyo)
- $r = 50 \text{ mm} = 1,9685 \text{ pulgadas}$

Relación de esbeltez:

$$\frac{KL}{r} = \frac{4 \cdot 19,685}{1,9685} = 40 \quad (4.4)$$

- $E = 207 \text{ GPa} = 30 \times 10^6 \text{ psi}$ (módulo de elasticidad del acero)
- $S_y = 1050 \text{ MPa} = 152 \text{ ksi}$ (resistencia a la fluencia para el acero SAE 4140 tratado térmicamente)

Constante de columna:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (30 \cdot 10^6)}{151000}} = 62,623 \quad (4.5)$$

Como la relación de esbeltez es menor al resultado obtenido de la constante de la columna se considera que nuestro tornillo es una “columna corta”, por lo que se debe

utilizar la fórmula de J. B. Johnson en lugar de la ecuación de Euler ya que se calcularía una carga crítica mayor que la que en realidad es.

$$P_{cr} = A s_y \left[1 - \frac{s_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (4.6)$$

Donde:

- A: Es el área de la sección del tornillo en mm². Entonces A = 1963,5 mm²

Entonces reemplazando obtenemos:

$$P_{cr} = (1963,5 \text{ mm}^2) \cdot (1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}) \left[1 - \frac{(1050 \cdot 10^6 \text{ Pa})(40)^2}{4\pi^2 (207 \cdot 10^9 \text{ Pa})} \right] = 1637,84 \text{ kN}$$

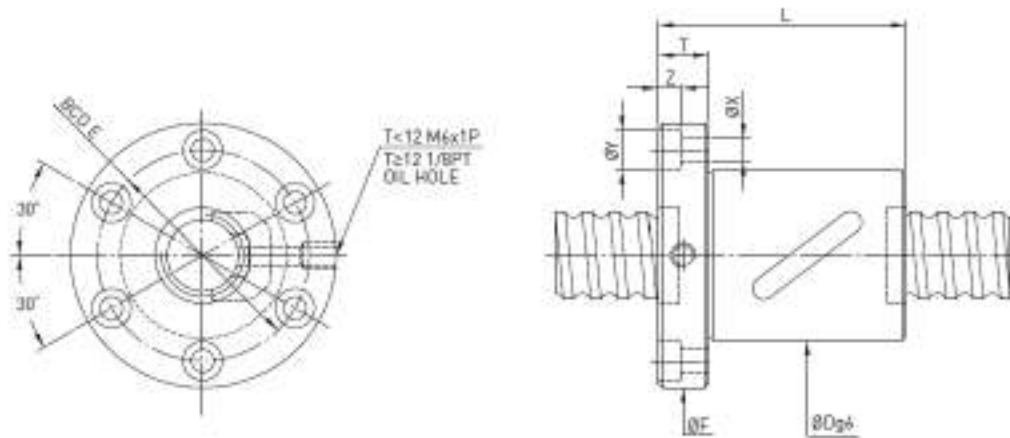
Si consideramos un factor de seguridad (FOS) de 3 la carga máxima admisible de nuestro tornillo será:

$$P_{adm} = \frac{P_{cr}}{FOS} = 545,95 \text{ kN}$$

El tornillo de bolas y tuerca de bolas seleccionado es fabricado por la marca comercial Hiwin [9], a partir de todo lo calculado podemos decir que todos los puntos verifican y la selección es correcta para nuestra aplicación.

A continuación se muestra un recorte del catálogo de Hiwin con las características principales de los mismos.

FSB Type ◀ Standard Product



Model	Screw		Ball Dia.	Circuits	Dynamic Load C (kgf)	Static Load Co (kgf)	Nut		Flange						
	Nominal Dia.	Lead					L	D	F	BCD E	T	Bolt			
8-25B1	8	2.5	2.000	2.5x1	218	317	34	22	43	31	8	5.5	9.5	5.5	
10-25B1	10	2.5	2.000	2.5x1	232	400	34	24	46	34	8	5.5	9.5	5.5	
10-4B1	10	4	2.061	2.5x1	384	644	41	26	49	37	10	5.5	9.5	5.5	
12-4B1	12	4	2.381	2.5x1	344	574	41	28	51	39	10	5.5	9.5	5.5	
12-4C1	12	4	2.061	2.5x1	459	800	44	30	50	40	10	4.5	8	4.5	
14-4C1	14	4	2.381	3.5x1	438	943	40	31	50	40	10	4.5	8	4.5	
14-5B1	14	5	3.175	2.5x1	436	1095	40	32	50	40	10	4.5	8	4.5	
14-4B1	14	4	2.381	2.5x1	390	744	41	30	54	43	10	5.5	9.5	5.5	
14-5B1	14	5	3.175	2.5x1	479	1054	43	34	40	47	10	5.5	9.5	5.5	
16-10B1	16	10	3.175	2.5x1	667	1194	52	36	60	47	12	6.6	11	6.6	
20-4C1	20	4	2.381	3.5x1	582	1029	40	40	60	50	10	4.5	8	4.5	
20-5B1	20	5	3.175	2.5x1	715	1524	40	40	60	50	10	4.5	8	4.5	
20-5C1	20	5	3.175	3.5x1	1001	2149	50	40	64	51	12	5.5	9.5	5.5	
20-10B1	20	10	4.763	2.5x1	1080	2314	41	52	82	47	12	6.6	11	6.6	
25-5B1	25	5	3.175	2.5x1	945	1969	40	43	47	55	10	5.5	9.5	5.5	
25-9B2	25	9	3.175	2.5x2	1534	3975	40	46	70	58	12	5.5	9.5	5.5	
25-10B2	25	10	4.763	2.5x2	2052	5946	40	40	96	78	15	5.5	9.5	5.5	
32-5B2	32	5	3.175	2.5x2	1702	5090	40	50	60	47	12	4.4	11	4.5	
32-10B1	32	10	6.350	2.5x1	2416	5172	48	60	102	84	16	9	14	8.5	
32-10B2	32	10	6.350	2.5x2	4379	10345	48	68	102	84	16	9	14	8.5	
40-10B2	40	10	6.350	2.5x2	4612	12732	102	76	117	86	18	11	12.5	11	
50-10C2	50	10	6.350	2.5x2	7166	22477	124	80	129	108	18	11	12.5	11	
63-10C2	63	10	6.350	3.5x2	7869	28298	129	134	146	124	20	11	12.5	11	

Figura 4-46: Captura del catálogo de tornillos de bolas perteneciente a la marca Hiwin.

4.4.2 Guías lineales

Para el dimensionamiento de las guías lineales de bolas recirculantes se suele utilizar el criterio de aproximadamente el mismo tamaño nominal que el tornillo de bolas o algo superior. En nuestro caso seleccionamos un tornillo con diametro de 50 mm, entonces debería ser de esa dimensión como mínimo.

De todas formas realizamos un pequeño cálculo de resistencia:

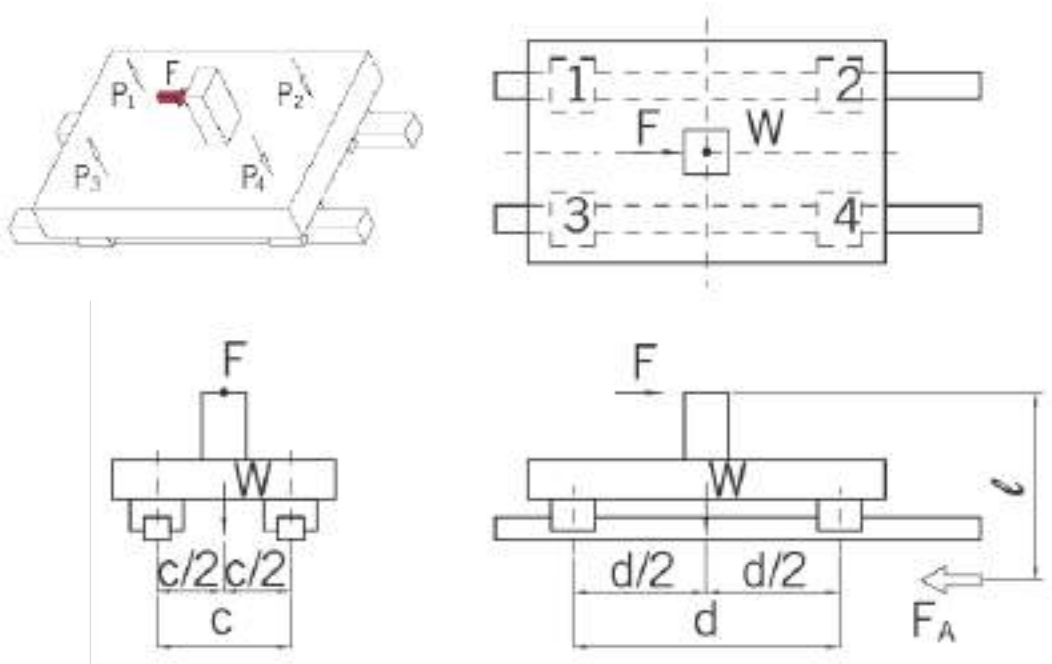


Figura 4-47: Representación de la base con 4 patines y una fuerza aplicada.

A partir del diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 4-47 obtenemos las ecuaciones de reacciones en cada uno de los patines. (Fórmulas extraídas del catálogo de Hiwin.) [9]

$$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d} \quad (4.7)$$

$$P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d} \quad (4.8)$$

Donde:

- W es el peso del equipo en Newtons.
- F es la fuerza aplicada por el equipo para enderezar los tubos.
- l es la distancia desde el punto de la aplicación de la fuerza y los apoyos.
- d es la distancia entre los patines.

Del modelado 3D en SolidWorks obtenemos los valores aproximados de las variables anteriores:

La masa del equipo es de aproximadamente 1532 kg, es decir que $W=15000$ N.

La fuerza F la consideraremos como la calculada para enderezar los tubos, entonces $F=84,75$ kN.

La distancia l es de 770 mm y la distancia d entre los patines es de 1100 mm.

Reemplazando en 5.7 y 5.8 obtenemos:

$$P_1 = P_3 = \frac{15000 \text{ N}}{4} - \frac{84,75 \text{ kN} \cdot 770 \text{ mm}}{2 \cdot 1100 \text{ mm}} = -25,91 \text{ kN}$$

$$P_2 = P_4 = \frac{15000 \text{ N}}{4} + \frac{84,75 \text{ kN} \cdot 770 \text{ mm}}{2 \cdot 1100 \text{ mm}} = 33,41 \text{ kN}$$

Los patines preseleccionados son fabricados por la empresa Hiwin, el modelo RG-65H que elegimos cuenta con las siguientes características:

Tabla 3.101 CAPACIDADES Y PARES DE CARGA PARA LAS SERIES RG / QR

Series / tamaño	Capacidad de carga dinámica C_{dv} (N)	Capacidad de carga estática C_d (N)	Momento dinámico (Nm)			Momento estático (Nm)		
			M_x	M_y	M_z	M_{dx}	M_{dy}	M_{dz}
RG_65H	275.380	572.700	10.839	10.857	10.857	22.550	22.170	22.170

Figura 4-48: Tabla con características técnicas de la guía lineal y sus patines.[13]

Con la distancia entre los patines de cada carro definida y el desplazamiento mínimo de 21.12 mm calculado en la sección 4.2.2, se define una carrera de 100 mm para el carro Z e Y, como se muestra en la siguientes figuras:

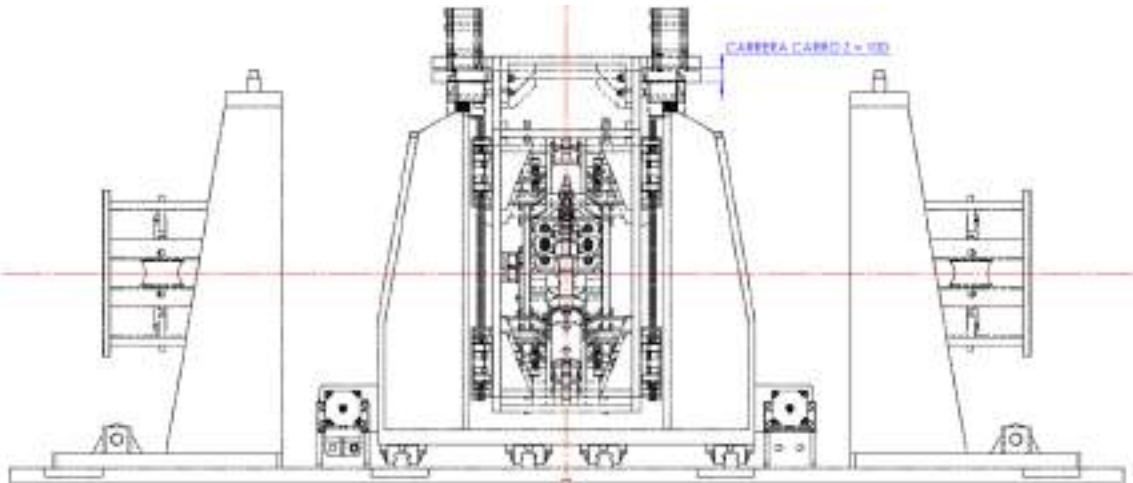


Figura 4-49: Vista lateral del dispositivo enderezador de tubos, donde se observa la carrera del carro Z.

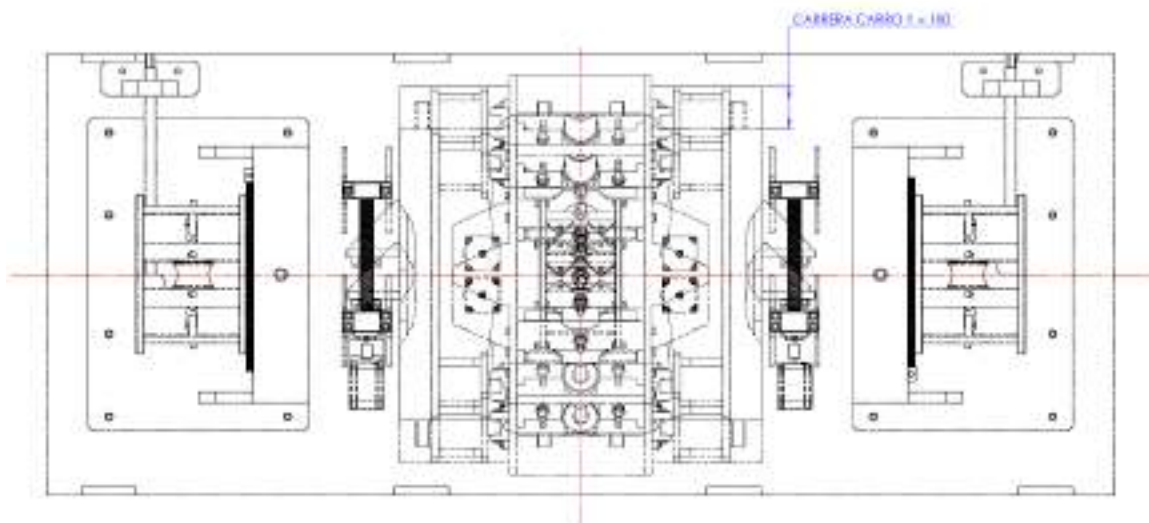


Figura 4-50: Vista superior del dispositivo enderezador de tubos, donde se observa la carrera del carro Y.

4.4.3 Cilindros hidráulicos

Realizaremos el cálculo de fuerza necesaria para corregir la rectitud de los tubos al aplicar fuerza y torsionar con el carro A, utilizando dos cilindros hidráulicos dispuestos simétricamente para enderezar las secciones del tubo.

Se analiza un tubo de sección cuadrada de 100 x 100 mm, y luego aplicaremos un factor de seguridad para asegurarnos que funcionará con el resto de las dimensiones.

Según un criterio utilizado en el libro Mott, se aproxima el valor del límite de fluencia mínimo al corte como la mitad del límite de elasticidad del acero, si luego aplicamos el criterio utilizado para calcular la deformación plástica para flexionar un tubo entonces se precisará que la sección sufra una tensión del doble. Es por esto que el valor deberá ser de aproximadamente 360 MPa.

Aplicando la fórmula mostrada en el capítulo 5: torsión, del libro “Mecánica de materiales” novena edición por Russel C. Hibbeler [10]:

$$\tau_A = \frac{T}{2tA_m} \quad (4.9)$$

Donde:

- T es el torque en Nm necesarios para torsionar la sección y deformarla plásticamente.
- t es el espesor del tubo en metros.
- Am es el área media del tubo en metros cuadrados.
- τ_A es la tensión en MPa.

Realizamos los cálculos en una planilla de cálculo, se muestran los resultados en la Tabla 4-3.

Tabla 4-3: Tabla con valores de resistencia del tubo y cálculo del torque mínimo para deformar un tubo de 100 x 100 mm plásticamente.

MATERIAL	SAE 1010		
LÍMITE DE ELASTICIDAD	Fy	360	[Mpa]
		360000000	[N/m2]
LÍMITE DE FLUENCIA MÍN. AL CORTE (SEGÚN MOTT. $T_Y = F_y/2$ aprox)	T_Y	180	[Mpa]
TENSIÓN NECESARIA PARA DEFORMACIÓN PLÁSTICA SEGÚN CRITERIO DEL DOBLE DEL LÍMITE DE FLUENCIA AL CORTE	2T _Y	360	[Mpa]
		360000000	[N/m2]
LADO	c	100	mm
ESPESOR	t	0,004	m
ÁREA MEDIA	A _m	0,00921514	m ²
TORQUE MÍNIMO PARA EMPEZAR A DEFORMAR el tubo plásticamente en toda la sección	$T = T_Y \cdot (2 \cdot t \cdot A_m)$	26539,60	N.m
		26,54	kN.m

Entonces a partir del torque mínimo necesario calculado y del diseño del carro A de nuestro equipo calculamos la fuerza necesaria que deberán realizar los cilindros hidráulicos.

En la peor condición el cilindro hidráulico forma un ángulo de 57,09° respecto de la horquilla del carro A donde aplica su fuerza, como se muestra en la Figura 4-51. Luego la distancia entre las horquillas donde se vinculan los cilindros al carro A es de aproximadamente 695 mm, distancia denominada L, que utilizaremos para calcular el torque aplicado.

Vamos a aplicar un FOS = 1,15 entonces obtenemos un torque necesario de:

$$T = 26,54 \text{ Nm} \cdot 2 = 53,08 \text{ kNm}$$

Cada cilindro hidráulico deberá aplicar un torque de 26,54 kNm, la fuerza entonces teniendo en cuenta el ángulo y la distancia al centro del tubo:

$$F_{cilindro} = \frac{\frac{(T/2)}{(L/2)}}{\cos(52,09^\circ)} = \frac{\frac{26,54 \text{ kNm}}{(0,695 \text{ m/2})}}{\cos(52,09^\circ)} = 124,3 \text{ kN}$$

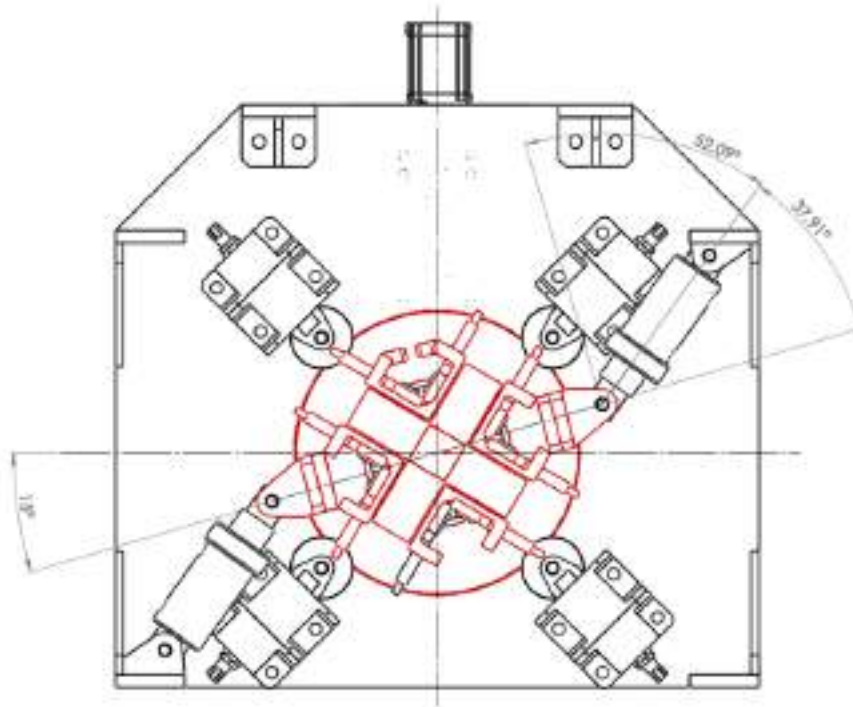
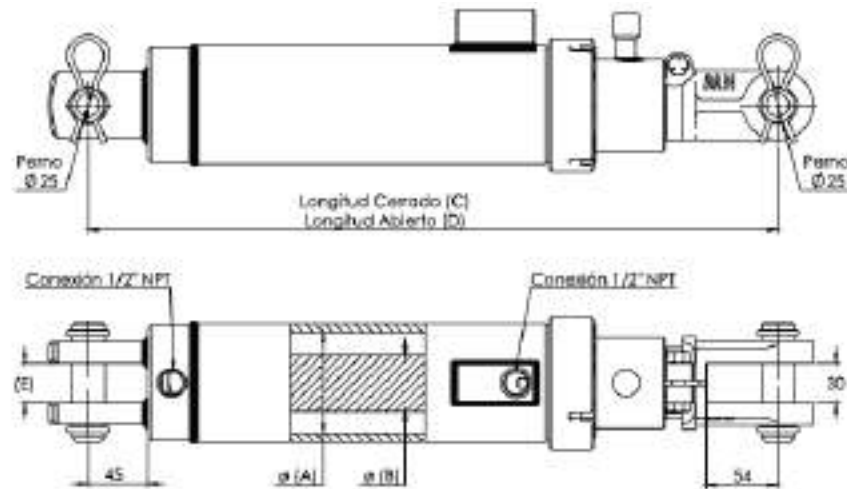


Figura 4-51: Ángulo del cilindro hidráulico respecto al centro del tubo y las horquillas donde está vinculado, en su posición retraída.

Al dividir la fuerza del cilindro por la aceleración de la gravedad obtenemos los kgf que deberá generar cada cilindro para poder seleccionar de un catálogo comercial.

Seleccionamos el modelo estándar compensado codificado como 70013 de la empresa Moro Hidráulica [15]. El mismo es capaz de generar una fuerza de empuje de 15200 kgf, cumpliendo con lo calculado. Se muestran sus características técnicas en la Figura 4-52.



Código	Descripción	(A) Diámetro interno (mm)	Carrera (mm)	(B) Diámetro vástago (mm)	(C) Longitud Cerrado (mm)	(D) Longitud Abierta (mm)	(E) Separación entre anclajes (mm)	Fuerza empuje a presión nom. (kgf)
70908	CIL. HCO. STD COMPENSADO 63,5 X 203 X 38,1	63,50	203	38,10	525	723	28	3800
70909	CIL. HCO. STD COMPENSADO 76,2 X 203 X 43	76,20	203	43,00	525	723	28	5600
70910	CIL. HCO. STD COMPENSADO 88,9 X 203 X 44,45	88,90	203	44,45	525	723	28	7400
70911	CIL. HCO. STD COMPENSADO 101,6 X 203 X 50,8	101,60	203	50,80	525	723	30	9700
70912	CIL. HCO. STD COMPENSADO 114,3 X 203 X 50,8	114,30	203	50,80	525	723	30	12500
70913	CIL. HCO. STD COMPENSADO 127 X 203 X 50,8	127,00	203	50,80	525	723	32	15200

Figura 4-52: Datos técnicos del cilindro hidráulico seleccionado. [15]

Al aplicar el torque calculado el tubo se torsiona y el carro A girará, a continuación calcularemos la carrera mínima en grados para poder doblar el tubo. Utilizaremos la fórmula mencionada en el capítulo 5 del libro “Mecánica de materiales” por Hibbeler [10] para aproximarla.

$$\phi = \frac{TL}{4A_M^2 G} \oint \frac{ds}{t} \quad (4.10)$$

Donde:

- Φ es el ángulo necesario en radianes.
- L es la distancia en metros entre el cabezal anterior y el de nuestro equipo enderezador.
- G es el módulo de rigidez del acero en N/m².

$$\phi = \frac{53,08 \text{ kNm} \cdot 0,5 \text{ m}}{4 \cdot 0,092 \text{ m}^2 \cdot 7,5 \cdot 10^{10} \text{ Nm}^2} \cdot \left(2 \frac{96 \text{ mm}}{4} + 2 \frac{96 \text{ mm}}{4} \right) = 0,10001 \text{ rad}$$

$$\phi \approx 5,73^\circ$$

Entonces la carrera mínima de giro necesaria será 2 veces 5,73°, es decir 11,46°.

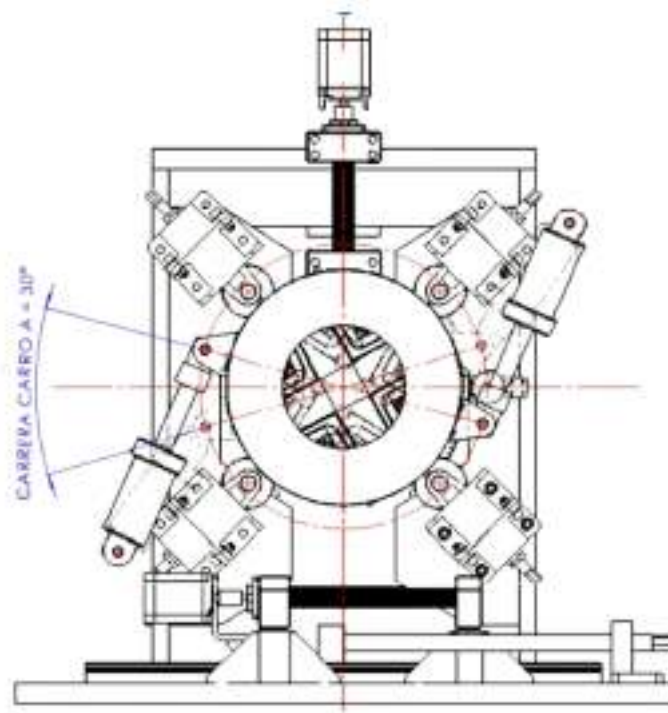


Figura 4-53: Diferencia en la posición angular del carro A, cuando los cilindros hidráulicos están extendidos y retraídos.

Se puede observar en la Figura 4-53 una diferencia angular de 30° con respecto a la posición del carro A cuando los cilindros hidráulicos están extendidos y retraídos, cumpliendo con un FOS mayor a los $11,46^\circ$ necesarios.

4.5 Medición de rectitud

Actualmente cada 3 paquetes de tubos conformados, se recortan muestras de un poco más de 1000 mm de largo para que sobresalgan de la mesa y se las compara apoyándolas en la mesa escuadrada para medir su rectitud. Se comprueba introduciendo distintas sondas en la luz entre la mesa y el recorte, y se verifica que el espesor de la sonda sea menor a la flecha máxima permitida por norma.



Figura 4-54: Imágenes del proceso de medición de rectitud actual.

4.5.1 Métodos de medición

Se optó por dividir los métodos de medición en dos grandes grupos, los métodos mecánicos(o con contacto) y los métodos ópticos (sin contacto). Cada uno de estos grupos dispone de diferentes alternativas con ventajas y desventajas que analizaremos a continuación.

Métodos mecánicos:

1. Medición del extremo con regla:

El tubo se fija presionando contra una superficie sólida y plana. Si el tubo no está recto, habrá un espacio entre la superficie y el tubo. Se utiliza una regla para medir el tamaño del espacio. La curvatura del tubo se puede calcular a partir del tamaño del espacio y la longitud del tubo.

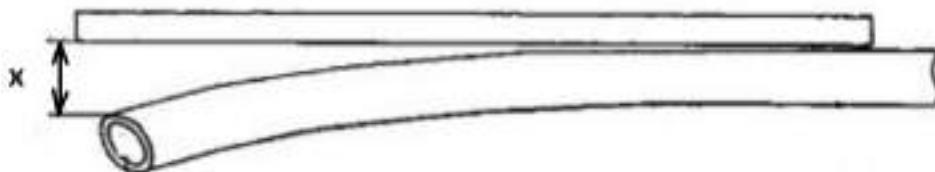


Figura 4-55: Croquis de un tubo redondo apoyado en una mesa rectificadora para medir su rectitud.

$$Flecha = \frac{x}{L} \left[\frac{mm}{m} \right]$$

2. Medición del punto medio con regla:

Similar al anterior, pero esta vez los extremos del tubo están en contacto con la superficie plana. Si el tubo no está recto, habrá un espacio entre la superficie sólida y el tubo. El tamaño de este espacio está relacionado con la curvatura del tubo y se puede medir con una regla.

Suponiendo que la sección transversal del medio del tubo sea simétrica, la medición solo dará la mitad de la distancia deseada, a diferencia del método anterior. Para corregir esto, el valor obtenido se multiplica por dos.

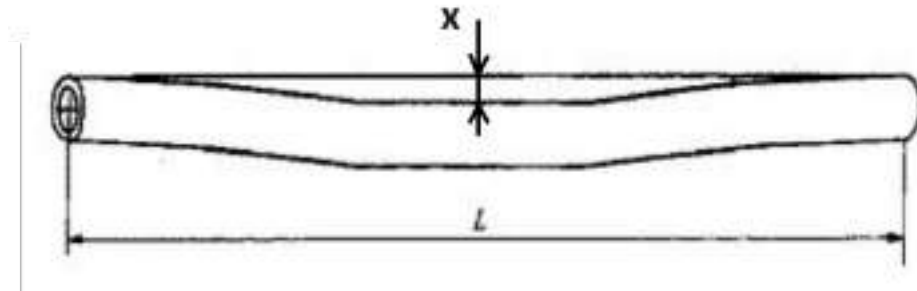


Figura 4-56: Croquis de un tubo redondo apoyado en una mesa rectificada para medir su rectitud.

$$Flecha = \frac{2x}{L} \left[\frac{mm}{m} \right]$$

3. Sensores de resorte:

Utiliza un anillo ajustable con sensores de presión, el tubo se introduce unos centímetros a través del anillo, este se ajusta para asegurar el contacto con el tubo y al pasar el tubo deformado los sensores detectan la variación en la presión con lo cual se recopila información para ser analizada y tener una idea de sus dimensiones.

Funciona de manera semejante a un comparador de aguja, pero la medición en este caso es continua y automatizada.

Como desventajas tiene que las mediciones son afectadas por la suciedad y el desgaste de los componentes del sistema.

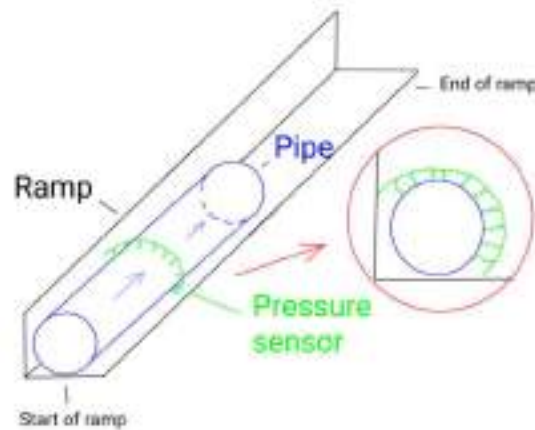


Figura 4-57: Croquis de un tubo introducido en el anillo con sensores de presión.

4. Sensores de presión:

Este método utiliza sensores de presión para determinar si un tubo está recto o no. Implica la instalación de varias líneas de sensores a lo largo de la rampa. Para examinar el tubo completo, se requieren varias líneas de sensores. El tubo rueda por la rampa y los sensores detectan la presión ejercida por este. Al haber una diferencia de presión entre los sensores quiere decir que hay una curvatura, al interpolar las diferencias de presiones se puede determinar la magnitud de la curva.

Limitado a tubos redondos, también es afectado por el desgaste y suciedad de los componentes.

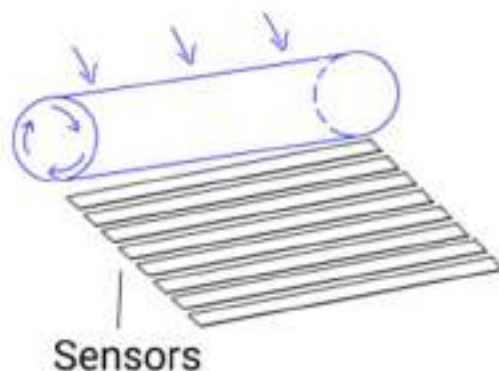


Figura 4-58: Croquis de un tubo girando sobre los sensores de presión.

Métodos ópticos:

5. Medición de distancia:

El método mide la rectitud de un tubo mediante el uso de múltiples sensores de distancia colocados paralelos a la longitud del tubo mientras el tubo está girando. Estos sensores observan la posición del área exterior del tubo en diferentes posiciones, comparando la rapidez con la que el láser viaja hacia el tubo y de regreso al sensor, y al mismo tiempo envían esta información a una computadora que luego determina si el tubo está recto o no.

Se puede aplicar de dos maneras diferentes: cuando el tubo se desliza por una rampa o cuando el tubo está girando en un lugar fijo al final de la rampa.

Limitado a tubos redondos, se elimina la problemática por desgaste y suciedad de los componentes.

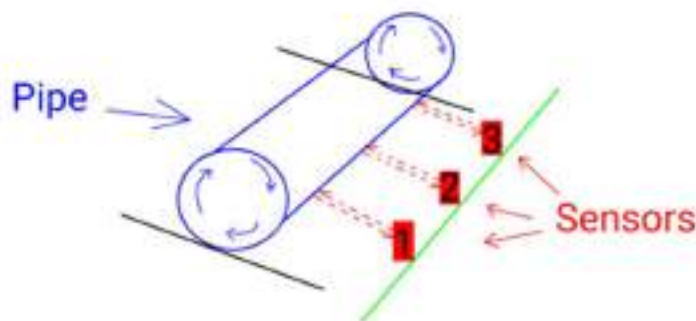


Figura 4-59: Croquis de un tubo siendo medido por los sensores de distancia mientras este gira.

6. Sensores de triangulación láser:

Se basa en un láser dirigido a un ángulo bajo hacia el tubo. Para evitar errores de inclinación, la cabeza del láser se posiciona perpendicularmente (90°) al tubo. El tubo refleja el láser hacia un sensor ubicado en el lado opuesto del vector normal.

En un tubo recto, el ángulo entre la luz incidente y la reflejada con respecto al vector normal será el mismo. Por lo tanto, si el tubo está doblado, el láser golpeará el detector

en una posición diferente. Esta nueva posición está determinada por dos factores: el ángulo incidente al normal y la diferencia de altura momentánea.

Para obtener una buena imagen de la curvatura del tubo, se necesitan varios láseres y un mecanismo de rotación estacionaria en el sitio. Para evitar la necesidad de rotación, se podrían instalar láseres arriba y abajo del tubo (a 90°) para obtener una lectura de todo el tubo sin necesidad de rotarlo.

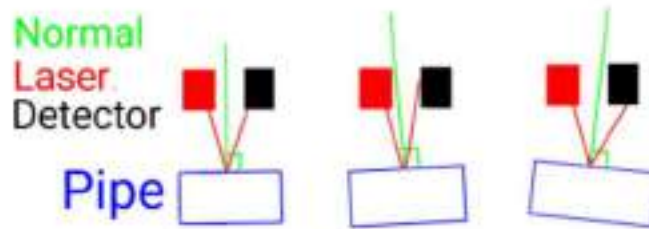


Figura 4-60: Croquis de un tubo siendo evaluado por los sensores de triangulación láser.

7. Métodos Skyline:

El primer método Skyline emplea varios láseres colocados en la rampa de forma que sus rayos de luz incidan en el borde superior del tubo mientras este rueda hacia abajo. Unos detectores en el otro lado de la rampa registran la intensidad de los haces recibidos. Los datos registrados se utilizan para crear un perfil 3D estimado del tubo mediante técnicas como la interpolación, el ajuste por mínimos cuadrados o un método de spline.

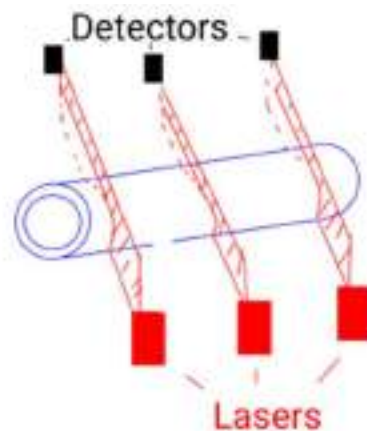


Figura 4-61: croquis de un tubo siendo evaluado por los sensores tipo Skyline.

La variante del método Skyline utiliza láseres anchos colocados encima y al lado del tubo mientras este pasa. Cuando el tubo es recto, se genera una señal uniforme en el detector. Sin embargo, si el tubo está doblado, la señal recibida por el detector será diferente para las distintas partes del tubo.



Figura 4-62: representación de un tubo siendo evaluado por los sensores tipo Skyline en direcciones perpendiculares.

Estos dos métodos son los aplicados en los mecanismos de medición de la marca Lap o por la empresa Zumbach con su modelo Bendcheck, ambos son muy precisos al momento de medir, logrando una apreciación de $\pm 0,4$ mm/m.

4.5.2 Selección de método

Existen varios lugares donde se puede realizar la medición, en este momento se realiza fuera de línea de forma manual y además se recorta el caño a evaluar lo cual es tedioso, lento y poco productivo. En nuestra opinión hay dos opciones que abordar, medir continuamente todos los tubos conformados a medida que llegan a la empaquetadora sin alterar el flujo ni desviarlo de su camino actual, o desviar los tubos hacia el sistema de medición retirándolo del trayecto que sigue normalmente.

Otro punto para considerar es qué cantidad de tubos debemos medir para lograr disminuir las pérdidas por defectos en la rectitud. Utilizar sistemas mecánicos que tengan fricción o contacto con los tubos generará un desgaste, se necesitará calibrar y mantenimiento con regularidad para su correcto funcionamiento por lo que no creemos que sea una buena opción si se quiere evaluar toda la producción. Al utilizar sistemas sin contacto, como los ópticos o láser, se elimina el problema de desgaste mecánico, de igual manera necesitará calibración y mantenimiento, pero a comparación con los mecánicos será mucho menor. Además, es factible poder medir toda la producción a medida que llega a la empaquetadora sin dejar ningún tubo afuera.

Los métodos mecánicos los descartamos rápidamente por los problemas explicados en los párrafos anteriores, por eso nos quedamos analizando únicamente los ópticos.

De entre los 4 métodos ópticos el más desarrollado de todos para nuestra aplicación son claramente los métodos tipo Skyline, es por eso que seleccionamos el sistema de la marca LAP "CONTOUR CHECK SHAPE 250".

A partir de la medición de la forma, posición y velocidad de avance del tubo conformado se podrá estimar la rectitud.

Esto trae atado consigo un nuevo desafío que es poder realizar el avance de los tubos en la línea de manera controlada y sin movimientos bruscos que afecten la medición.

A medida que se va registrando la medición de la rectitud de los tubos en producción, la idea es poder analizar en tiempo real su variación y en función de esta mover el mecanismo CNC para mejorar la calidad final del producto.



Figura 4-63: “CONTOUR CHECK SHAPE 250” de la marca LAP [11].

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

En conclusión, este proyecto evidencia la importancia de comprender y conocer donde se producen los defectos y la magnitud de estos en toda la línea conformadora, para lograr una solución que haga posible la medición y corrección de los defectos, cumpliendo con la norma IRAM-IAS U 500-2592.

Durante el proceso de diseño se empleó un enfoque basado en la optimización de cálculos y selección de componentes para maximizar la eficiencia y precisión del dispositivo. Se utilizó software CAD para el modelado de todo el dispositivo, permitiendo

evitar interferencias y asegurando los desplazamientos requeridos en cada carro. A su vez, se utilizó complementos de análisis por elementos finitos para evaluar la resistencia, esfuerzos y estabilidad de las piezas sometidas a estados de carga combinados, logrando un factor de seguridad mínimo de 4 en todas las piezas, lo que asegura robustez y confiabilidad durante el servicio requerido para que la propuesta se pueda adaptar a líneas conformadoras actuales. Estos análisis permitieron la selección de nuevos materiales, como aceros de alta resistencia y alta dureza en las piezas más solicitadas.

Se optó por la selección de componentes estándares como guías lineales, patines para guías lineales, tornillos de bola y soportes para estos mismos, que aseguran un correcto funcionamiento y regulación.

Los resultados obtenidos confirman la viabilidad de la solución diseñada y sugieren que este dispositivo puede adaptarse a diferentes líneas conformadoras, trabajando con tubos de diferentes secciones y tamaños, permitiendo una automatización del proceso en servicio continuo, a la vez que aumenta la seguridad del operario durante el proceso.

Recomendaciones

Nuestra recomendación para el futuro de este equipo, a partir de la incorporación de datos de mediciones de rectitud y defectos similares en la producción de tubos, es poder analizar toda la información y poder relacionarla con el resto de los parámetros de la línea conformadora. Creemos que es posible aplicar herramientas actuales como aplicaciones de inteligencia artificial para poder analizar el proceso en tiempo real y que recomiende ajustes a realizar en la línea como ser regulaciones de los pasos conformadores, la velocidad de trabajo o por ejemplo la potencia de la soldadora.

Bibliografía

- [1] NORMA ARGENTINA, IRAM-IAS U 500-2592. Tubos de acero al carbono, con costura, para uso estructural.  Norma IRAM-IAS U 500-2592 07-11-05.pdf
- [2] Roll Forming Handbook, editado por George T. Halmos. Taylor and Francis Group.  Roll Forming Handbook-.pdf
- [3] Mecánica de materiales octava edición, por Russell C. Hibbeler.
- [4] Manual de resistencia de Materiales, por G.S. Pisarenko.
- [5] Normas ASME sección 2, parte D.  Ref_Pages_from_ASME_BPVC_Section_II_2007_ (1).pdf
- [6] Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición por Robert L. Mott P.E.
- [7] Catálogo comercial de “COMPACT DYNAMIC BRUSHLESS SERVO MOTORS”, de la empresa MOOG.  Moog-ServoMotors-CD_Series-Catalog.pdf
- [8] Roton Products, Inc. <https://www.roton.com/resources-knowledge-base/>
- [9] Ballscrews Technical Information, de la empresa Hiwin.  catalogo tornillo de bolas Hiwin.pdf
- [10] Mecánica de materiales, novena edición por Russel C. Hibbeler.
- [11] Catálogo LAP CONTOUR CHECK SHAPE. [Catálogo LAP](#)
- [12] Catálogo de tubos estructurales, de la empresa Ternium. [Catalogos tubos](#)
- [13] Catálogo comercial de “Guías Lineales: Bolas y Rodillos”, de la empresa Hiwin.  catalogo-guias-lineales-hiwin-guia-lineal.pdf
- [14] Support Unit Technical Information, de la empresa Hiwin. [Catálogo de soportes](#)
- [15] Catálogo de cilindros hidráulicos, de la empresa Moro Hidráulica.  Rubro-7-Cilindros-Hidraulicos2020.pdf

Anexo: planos y catálogos comerciales