

31.40 - Proyecto

Mecánico

‘Extractor de Tubos’

Tutor: Di Luch, Aníbal

Alumno: Echazarreta, Francisco Julián

Legajo: 52117

Fecha: 12/07/16

Revisión: 1

Mail: fechazar@itba.edu.ar

VB:

Índice

Introducción.....	3
Antecedentes	5
Descripción general.....	5
TTTu (TRA1).....	5
Problema.....	9
Soluciones actuales.....	15
Objetivos y requisitos del diseño	17
Diseño	20
Diseño	21
1. Mecanismo de cierre y sujeción	22
2. Estructura.....	33
3. Accionamiento	34
Selección de materiales	37
1. Diseño conceptual.....	37
2. Dimensionamiento preliminar	38
3. Ingeniería de detalle	39
Relevamiento de temperaturas	40
Conclusiones	42
Descripción de aceros inoxidable aplicables.....	43
Materiales elegidos.....	44
Cálculos y Simulaciones	46
Desarrollo.....	46
Resultados.....	48
Primer análisis.....	48
Segundo análisis.....	49
Diseño Final.....	51
Conclusiones	54
Anexo	55

A1	55
A2	65
A3	66
Bibliografía	75

Introducción

Este informe consiste en el desarrollo de una solución de ingeniería para un problema presentado en la industria, bajo el acuerdo entre el ITBA y Tenaris.

El proyecto consiste en el diseño de un dispositivo que comandado por un accionamiento hidráulico (no abarcado en el mismo) pueda sujetar tubos torcidos dentro del horno de temple para que puedan ser extraídos. Esta sería la solución a la problemática del torcimiento de tubos dentro del horno, que imposibilita la salida de ellos por la vía normal y compeliendo al personal a extraerlos por las puertas laterales sin el herramental adecuado.

La primera etapa en el desarrollo de este proyecto tuvo que ver con el estudio del sector donde sería aplicado. Esto incluyó un estudio de las instalaciones, del personal, del material de trabajo (sagomario del horno), de las prácticas operativas habituales, y por último de la problemática a resolver. En cuanto a esto, se analizaron los últimos incidentes de tubos torcidos, con qué productos sucedía, cuántos empleados trabajan en esos momentos, cuáles son las prácticas actuales para sacar los tubos, dónde se depositan los tubos extraídos, etc.

Una vez que eran familiares todas estas cuestiones, se procedió a buscar ideas que pudieran resolver dicho problema. Se recurrió en primer lugar a consultar a otras plantas de la firma Tenaris para ver si contaban con una solución ya aplicada y a otros sectores dentro de Siderca para ver si existía algún dispositivo que fuera extrapolable para esta aplicación. Ante ambas negativas, se procedió a hacer un *brainstorming*. De las ideas resultantes, se optó por tres de ellas de modo de contar con un set de herramientas para extracción de tubos en distintas circunstancias, una de las cuales es la desarrollada en el presente informe.

Luego se procedió a hacer la memoria de diseño. Basándose en los diámetros de tubos más problemáticos, se diseñó el mecanismo de pinza con un cierre con esa medida como nominal. El mecanismo elegido fue uno completamente innovador por lo que se tuvo que calcular manualmente la cinemática de movimiento del mismo. Se fue partiendo con dimensiones estimativas, y se fue iterando hasta alcanzar las medidas que cumplían con los requisitos.

El siguiente paso fue calcular la fuerza con la que el actuador debía tirar de la pinza para que la misma sujete al tubo con toda firmeza, para poder extraerlo. Con estas fuerzas se calcularon los esfuerzos resultantes en las piezas más comprometidas usando el método de elementos finitos con un programa comercial. Se hicieron varios modelados para asegurar la fidelidad de los resultados obtenidos.

El material de todo el conjunto es una de las partes más fundamentales, dada la característica de alta temperatura a la que debe estar sometido. Para tener idea de las temperaturas que pudiere alcanzar, se hizo un relevamiento de temperaturas usando las herramientas actuales. Esta nube de datos fue la utilizada como referencia para la selección del material, basándose la misma en los manuales de metalurgia. Se eligieron dos aceros inoxidables y se recomendó un tercero de peores características, pero más económico y accesible.

Antecedentes

Descripción general

Este proyecto fue diseñado para el sector de Tratamientos Térmicos (TT) del Laminador Continuo N°1 (LACO1) de la planta Tenaris-Siderca, ubicada en Campana, Provincia de Buenos Aires. El mismo, se divide en dos sectores: el TTTu (Tratamiento Térmicos de Tubing) o TRA1; y el TRA4. Cada uno de los mismos está compuesto por un horno de temple y uno de revenido, donde se pueden hacer los tratamientos térmicos de: templado y revenido; normalizado y revenido; revenido; temple, revenido y distensionado; y doble temple y revenido.. Sin embargo, el diseño de este proyecto fue realizado para ser aplicado al horno de temple del sector de TTTu, del cual se ahondará su descripción a continuación. Cabe destacar que la aplicación del mismo puede extenderse al TRA4, teniendo en cuenta algunas consideraciones para su adaptación y aplicación.

TTTu (TRA1)

El sector está constituido por un horno de temple y uno de revenido, en los que se pueden realizar los tratamientos de: templado y revenido; normalizado y revenido; revenido; temple, revenido y distensionado; y doble temple y revenido.

El horno de temple en el que se aplicará este proyecto es un horno de barras móviles que tiene las siguientes características provenientes del sagomario del sector:

- Temperatura máxima de operación de 950°C, excepcionalmente 970°C.
- Diámetro de tubos entre $\phi 42\text{mm}$ y $\phi 114.3\text{mm}$.
- Espesor máximo, ya sea de tubo o de recalque, de 25.4mm y mínimo de 4mm.
- Peso máximo de 600kg.
- Peso métrico máximo de 76kg/m.

En cuanto a lo que es el funcionamiento, los tubos son traídos en lingadas por las grúas del galpón, y son depositados en el bancal de entrada (ver figura 1.1-1). Una vez allí, desde el palco de control se regula la entrada de tubos al horno mediante topes neumáticos. Éstos permiten (o evitan) el paso de la carga a una vía de rodillos que alimenta al horno de a un tubo a la vez (ver figura 1.1-2). Los operadores controlan tanto visualmente en el sector, como desde el

palco a través de cámaras y sistemas de control electrónicos. Mediante estos últimos, según los requerimientos por material, tratamiento, tiempo de operación, etc., se regula la carga que debe entrar al horno, la permanencia de la misma, su destino luego del templeado, etc.



Figura 1.1 - 1 – Bancal de entrada TTTu, vista desde el horno (sobre escalera).



Figura 1.1 - 2 – Bancal de entrada TTTu, vista hacia el horno.

Una vez dentro del horno (cuyo largo es de 14m), los tubos quedan apoyados en las barras del horno (llamadas *soleras*) sobre unas cavidades de forma triangular a las que se les llama *bolsillos* (ver figuras 1.2-2 y 1.2-3). Los mismos permiten que apoyen todos los tubos de diámetros desde 42mm hasta los 114.3mm, por lo que son amplios y no forman un soporte demasiado restrictivo de apoyo, pudiéndose dar el caso que el tubo no quede alineado. Las soleras de estos tipos de hornos de barras móviles están de a pares, donde una está fija al suelo y la otra (que sería la *barra móvil*) lleva a cabo un movimiento circular accionado con unas excéntricas ubicadas unos 6 metros debajo del horno, de modo que levanta al tubo del bolsillo donde se encuentra y lo deposita en el siguiente (ver figura 1.2-1). El avance del tubo dentro del horno está determinado, entonces, por el movimiento de estas barras, y el tiempo de permanencia del tubo en cada bolsillo por la velocidad de movimiento.



Figura 1.2 - 1 – Vista interior del horno en período de mantenimiento.



Figura 1.2 - 2 – Bolsillos.



Figura 1.2 - 3 – Tubos dentro del horno mirados desde ventana lateral.

En cuanto al control de temperatura del horno, este último cuenta con dos cámaras, cada una con termocuplas a lo largo que regulan la temperatura en todo el largo con una tolerancia estrecha. Naturalmente, la temperatura de la primera cámara debe ser menor que la de la segunda para que el shock térmico no sea tan importante.

Una vez que el tubo recorrió todo el ancho del horno, permaneciendo un cierto tiempo a cierta temperatura según las propiedades que quisieran obtenerse, sale del horno por otra vía de rodillos. Ésta lo introduce a los *cabezales de temple* que constan de una estructura cilíndrica con picos perimetrales por los que pasa agua a temperatura ambiente que es inyectada a presión

tangencialmente a la superficie exterior del tubo. De esta manera, se lo temple al tubo, pudiendo manejar la severidad de temple con la presión y el caudal de agua. En el caso que el tubo no quiera ser templado y se lo someta a un normalizado, los tubos atraviesan los cabezales sin ser mojados, y se los direcciona directamente al bancal de salida. Allí permanecen apoyados a temperatura ambiente hasta que se cumpla el tiempo necesario para completar el tratamiento. Aquellos tubos que reciban luego un tratamiento de revenido, son trasladados mediante otras vías de rodillos, topes y otros mecanismos, hasta el horno de revenido que funciona de manera equivalente al de temple, pero con diferentes tiempos y temperaturas.

Naturalmente, el sector cuenta con sendos sistemas de control que permiten controlar todas las variables del proceso, regulando la carga, el tiempo, la temperatura, la velocidad, la velocidad de calentamiento y enfriamiento, etc., adecuándose a las especificaciones del material y las del cliente para obtener de esa manera las propiedades mecánicas exigidas por este último. De más está decir que el producto es sometido a probeteo y muestreo que certifica las propiedades del mismo, siguiendo las especificaciones de la norma y del cliente en cuestión.

Problema

El problema que dio lugar a este proyecto es el torcimiento de tubos dentro del horno de temple que no permite la salida de los mismos por la vía de rodillos, y obliga a que éstos deban ser extraídos por las puertas laterales. En caso que no puedan ser sacados con el horno en funcionamiento, el horno debe ser apagado para su extracción manual.

Los tubos que conforman la carga que se ingresa al horno se encuentran en primer lugar apoyados en el bancal de entrada a temperatura ambiente. Luego ingresan al horno individualmente, y se enfrentan a una atmósfera que se encuentra a unos $\sim 850^{\circ}\text{C}$ dentro de la primera cámara del horno de temple. Nótese que la diferencia de temperaturas entre un instante y el otro sería de aproximadamente $\sim 820^{\circ}\text{C}$. A su vez, la distribución de temperaturas en el interior del horno depende de muchos factores y no es constante, de modo que los tubos no se deforman de igual manera longitudinalmente, haciendo que se tuerzan y dejando el eje del cilindro curvo y no recto. Entonces, el shock térmico es la causa principal del torcimiento de los tubos.

Otro factor que afecta al torcimiento es el recalque. Los tubos con recalque tienen en sus extremos un mayor volumen de acero, lo que implica una mayor distribución longitudinal de

peso. Sumado esto al hecho que los extremos de los tubos se encuentran apoyados en voladizo sobre las soleras, se imparte un momento flector que genera una curvatura más pronunciada en el tubo.

El apagado del horno es la última medida que se toma en los eventos de tubos torcidos. En primera instancia se los guía a los tubos a lo largo del horno mediante barretas. Las barretas como se puede observar en las figuras 1.3-1 y 1.3-2, son estructuras tubulares con puntas de distintas formas soldadas a ella, y una barra transversal para su manipulación. Con las ventanas laterales abiertas, las barretas se apoyan sobre las barandas (como se ve en la figuras A1.2-3) y se las ingresa al horno de forma tal que se fijen a la pared del tubo. Hay una gran variedad de barretas (ver figura 1.3-2), con diferentes geometrías y formas para que los operarios usen la que les sienta más cómoda y sea la más apropiada para la necesidad. Sin embargo, el objetivo de todas es el mismo: mover, guiar y conducir los tubos dentro del horno.



Figura 1.3 - 1 – Set de herramientas



Figura 1.3 - 2 – Tubos dentro del horno mirados desde ventana lateral.

Una de las más usadas es la de la figura A1.18. La curvatura del extremo de ella hace posible que al ser girada la misma se produzca un giro sobre el eje de la barreta, de modo que el tubo rote en la dirección deseada. Otra herramienta, como las que se ven en la figura A1.19 por ejemplo, se usa introduciéndola completamente en el interior del tubo (se cuenta con varias de diferentes diámetros, y sólo para los más problemáticos). Es pertinente aclarar que se dispone de un set de muchas herramientas (figura 1.3-1), en las que no sólo varía la forma de las herramientas, sino también las dimensiones dentro de cada tipo de barreta. Se necesitan principalmente diferentes largos, para operar más lejos o más cerca del horno; y diferentes diámetros para operar con distintos diámetros de tubos. No obstante, no se encuentran estandarizados ni los tipos de herramientas, ni los diferentes tamaños para cada una, ni los materiales de las mismas, etc.

Las operaciones de barroteo son, sin embargo, tediosas ya que las temperaturas en la zona de trabajo (a 2m de la ventana del horno cuyo interior se encuentra a $\sim 900^{\circ}\text{C}$) son muy altas, las distancias hasta los tubos son muy pronunciadas (2m hasta la ventana sumados a 1.5m hasta la

primera solera del horno), y los diámetros de los tubos que se tuercen son muy reducidos (42mm los más problemáticos). Asimismo, se puede sumar el hecho de una *carga amontonada*. Como ya se ha dicho, el torcimiento de un tubo implica que el mismo no quede alineado dentro del horno respecto a los bolsillos (en la figura 1.2-3 se puede observar la curvatura leve en una carga de tubos de diámetro 80mm). Es decir, no queda perpendicular a la solera y queda consecuentemente apoyado en diferentes bolsillos, ocupando el lugar donde debería apoyar otro tubo. Por este motivo, si no se prevé el torcimiento, y se mantiene la carga habitual del horno, puede suceder que un tubo quede apoyado sobre otro tubo. Al avanzar la barra giratoria y levantar los tubos, el fenómeno puede potenciarse provocando que un tubo quede completamente arriba de otros como en la figura 1.3-5 . A este incidente se le llama '*evento de carga amontonada*'. Es por esta razón que los operadores en el palco de control, deben prever un evento como este para los diámetros con tendencia a deformarse y enviar la carga más espaciada, dejando uno o más bolsillos libres entre tubo y tubo. De esta manera, dado el caso de torcimiento pronunciado, con el control ejercido a través de las barretas se puede conducir toda la carga hasta la salida del horno.

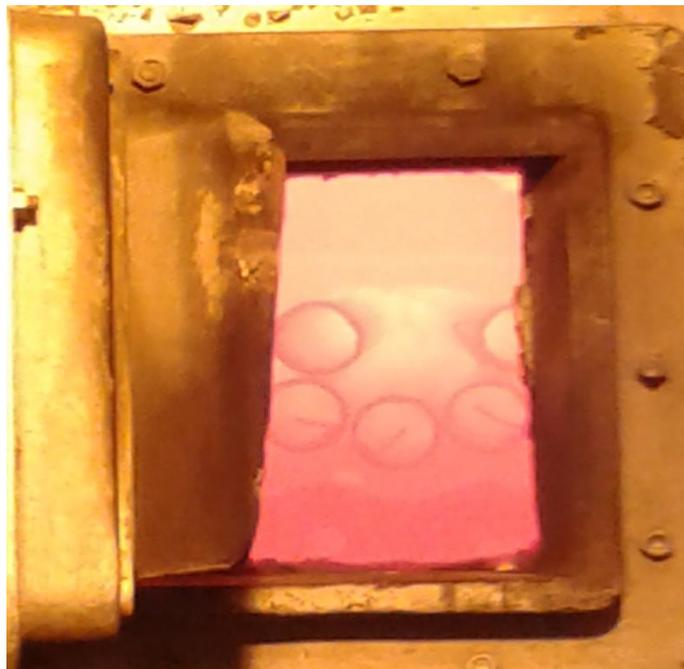


Figura 1.3 - 5 – Tubos apoyados arriba de otros en evento de carga amontonada.

Sin embargo, existe otro problema. Si el tubo queda torcido, éste no puede ser tirado por la vía de rodillos hacia la salida, ya que no queda completamente apoyado en la misma o su curvatura impide que entre por la ventana de salida (ver figura 1.3-6). De esta manera, mientras los operarios barretean el tubo para que pueda ser arrastrado por la vía de rodillos hacia la salida, el horno sigue llevando los tubos que se encuentran adentro hacia la salida. Aunque se corte momentáneamente la entrada de tubos, el horno ya tiene cierta carga que sigue avanzando mientras el tubo torcido no puede salir. Esto hace que se vaya amontonando la carga en el tramo final del horno. Si el tubo no puede ser sacado antes de que lleguen los tubos que le siguen, entonces se debe cambiar el sentido de giro de las barras móviles, para que esa carga que fue llegando a la salida –en ese momento bloqueada por el tubo torcido– pueda ser llevada hacia atrás. Si el tubo, a pesar de los intentos de los operarios de que sea arrastrado por la vía de rodillos, no puede salir del horno se lo debe extraer por las puertas laterales. Para poder sacarlo, es necesario ubicarlo en la posición de la ventana lateral. Para ello, con el horno en sentido inverso se lo acerca a la posición de la ventana lateral y se lo barretea para alinear lo más posible. Luego, se debe usar una herramienta de extracción para sacarlo. Actualmente se usa una lanza con una cadena en su extremo (figura 1.3-8).



Figura 1.3 - 6 – Tubo torcido de forma tal que no puede salir por la vía de rodillos. Obliga al apagado del horno para su extracción, donde se toma la figura.

En ambos casos, tanto si se logra que el tubo torcido salga por la vía de rodillos como si se lo saca por la ventana lateral, la permanencia en el horno aumenta más de lo requerido por el ciclo térmico y simultáneamente el resto de la carga de tubos se va acercando mientras se intenta sacar ese tubo problemático. El acercamiento produce un amontonamiento de la carga, y la

mayor permanencia produce un torcimiento mucho más pronunciado por el fenómeno de fluencia a alta temperatura (creep). Es decir que en cada segundo en que se intenta sacar un tubo se agrava el fenómeno de torcimiento de tubos. En consecuencia, probablemente se tuerzan más tubos y como la carga se amontona, la dificultad de sacarlos (por cualquiera de las dos formas) aumenta. De modo que si se tiene que sacar un tubo por las ventanas laterales, probablemente se deba sacar más tubos, y si el tiempo en sacarlo es importante probablemente se deba extraer toda la carga por ese medio. Por este motivo, cuando se tiene un tubo torcido que no puede ser sacado rápidamente y se prevé que gran parte de la carga deberá ser sacada extraordinariamente, la temperatura del horno se baja preventivamente hasta unos 750°C para mitigar la fluencia lenta y minimizar el torcimiento. Sin embargo, como la capacidad de extracción de tubos es limitada por el número de operarios, el número de ventanas laterales (tres), y el tiempo que actualmente se necesita para sacar cada tubo, finalmente se hace imposible sacar todos los tubos manualmente, ya que la cantidad de tubos torcidos aumenta pero la capacidad de extracción es limitada.

Sin embargo, a pesar de todas las medidas tomadas el problema puede agravarse al punto que los tubos se amontonen unos arriba de otros, sumado esto al torcimiento y la maleabilidad (por el tiempo que permanecieron en el horno sometidos a alta temperatura) se terminen enredando unos con otros (ver figura 1.3-8). Si esto sucede, se hace inevitable la obligación de extraerlos por las ventanas laterales ya que es imposible que salgan por la vía de rodillos. No obstante, como la dificultad de sacar tubos enredados es mucho mayor y no se cuenta con la capacidad de sacarlos, no queda otra opción más que apagar el horno. También existen los casos en que la carga no se haya amontonado, pero que la deformación sea tan pronunciada que los tubos no puedan ser sacados por ningún medio y se deba apagar el horno para ello.



Figura 1.3 - 7 – Tubos enredados dentro del horno debido al incidente de figura 1.3-6.

Nótese que el apagado del horno es la última medida, pero en los casos graves de torcimiento se hace inevitable. Una vez cumplida la secuencia de apagado, se abren las puertas de inspección laterales y se los saca manualmente. Luego, se la debe volver a sellar con material refractario e iniciar la secuencia de encendido del horno. En consecuencia, este problema se traduce en dos días de parada de la producción, lo que implica un costo importante, sumado al hecho de los tubos que vayan a descarte y reproceso.

Es aquí donde entra este proyecto, es necesario facilitar la maniobra de extracción de modo que se puedan sacar todos los tubos problemáticos y no se deba apagar el horno. Esto permitiría también que la extracción sea rápida y no se tuerzan más tubos, saliendo éstos por la vía normal, siendo sólo algunos los extraídos. En conclusión, se debe diseñar una herramienta que permita hacer un procedimiento de extracción sistemático, rápido, eficaz y seguro.

Soluciones actuales

Como se explica anteriormente, luego de haberse agotado los métodos de guiado para la extracción por la vía normal de salida del horno, no queda otra opción más que extraer el tubo manualmente a través de las ventanas laterales. Actualmente se utilizan barretas con una cadena en su extremo como herramienta, como la de la figura 1.3-8 mostrada a continuación:



Figura 1.3 - 8 – Barreta con extremo de cadena utilizada actualmente para extracción de tubo por ventanas laterales.

La operación de extracción no tiene un protocolo estándar actualmente. Una vez que el tubo a extraer se encuentra alineado con la ventana lateral se procede a usar la barreta con punta de cadena. La misma se apoya sobre la baranda de la ventana y se la introduce al horno moviéndola manualmente. Una vez dentro del horno se debe lograr enhebrar la punta del tubo en el aro formado por la cadena. Esta operación, como se menciona anteriormente, es más que ardua teniendo en cuenta que se trabaja a 2m de un horno a 900°C, los tubos se encuentran a 3.5m del operador, es probable que estén amontonados, pueden tener *gancho de punta* (la punta del tubo con una curvatura pronunciada, lo que dificulta tomar el extremo del mismo), etc. Una vez que se logra enhebrar el tubo con la cadena, se gira la barreta para que la cadena -en ese momento suelta- se vaya tensando a medida que la misma se va entrelazando. Una vez que se tiene el tubo sujetado con la cadena, con la ayuda de otros operarios se tira de la barreta hacia afuera del horno. Cabe destacar que en simultáneo se debe hacer palanca usando la baranda como punto de pivoteo para poder levantar el extremo del tubo y que el mismo pueda salir por la ventana. Aunque la ventana se encuentra a la misma altura que la solera, la curvatura del tubo y el peso propio hacen que el extremo tienda a estar por debajo de la ventana. Asimismo, todo esfuerzo que se haga en pos de levantar el tubo se traduce en un menor peso sobre las soleras, y por ende un menor rozamiento, por lo que el trabajo que se debe realizar para su tiraje disminuye.

Entonces, con el tubo sujetado con la cadena, se tira de la barreta mientras se hace palanca y se levanta y saca la punta del tubo al exterior del horno (quedando apoyado en la base de la ventana lateral).

Nótese que no hay ningún tipo de seguro ni forma de asegurar que el tubo se encuentra sujeto con el apriete suficiente para que el mismo no se suelte a medida que se tira de la barreta. Por tal motivo, es habitual en el procedimiento actual, que mientras se tira del mismo, la cadena se afloje y se deslice por el tubo. En consecuencia, la cadena se zafa, obligando a los operadores a comenzar la operación desde el principio. Este es uno de los principales problemas del sistema que se implementa actualmente.

Una vez que se tiene la punta del tubo fuera del horno, se sigue tirando de la misma manualmente 2 o 3m más hasta un punto donde se lo puede tomar con la grúa. Los operadores de grúa deben ser extremadamente cuidadosos, al igual que los operarios trabajando en el área, teniendo en cuenta que los tubos se encuentran a muy altas temperaturas. Luego, se lo eslinga al tubo (o los tubos si se extrajeron varios tubos) y se lo lleva hasta el bancal de entrada. En caso de no contar con la grúa, se debe hacer todo el trabajo de tiraje del tubo manualmente, lo que implica un gran esfuerzo para el personal, así como también un incremento sustancial en el tiempo que dura la operación.

En conclusión, la operación de extracción actualmente es demasiado lenta, requiere una gran cantidad de personal, incluyendo a veces hasta la grúa y los gruistas (pero no siempre se encuentra disponible), implica gran esfuerzo del personal, no se encuentra normalizada y no logra extraer la cantidad de tubos necesaria para evitar el apagado del horno. Por este motivo es que se busca en este proyecto diseñar una solución más apropiada.

Objetivos y requisitos del diseño

El objetivo fundamental es entonces acortar el tiempo de operación para poder evitar el apagado del horno dado un evento de tubos torcidos (y carga amontonada) dentro del horno. Para ello es menester estandarizar la operación de trabajo y diseñar una herramienta que sea capaz de sujetar tubos de forma segura, sin que se zafen.

Asimismo, se debe hacer una herramienta que facilite el trabajo de los operadores, tanto en lo que se refiere al peso, como al tiempo que se encuentren sometidos a las altas temperaturas -es decir, el tiempo de operación-.

A pesar de que los tubos que se tratan en el horno son de entre 40 y 120mm, el proyecto se limita únicamente a los tubos que generan el problema de enredo y carga amontonada. Se definen como tales aquellos cuyos diámetros se encuentran entre los 40mm y los 70mm, siendo los más importantes los de menor diámetros debido a su mayor tendencia a deformarse.

También se debe estandarizar esta herramienta, no sólo en cuanto a geometría sino también en cuanto a materiales. La operación se debe estandarizar: tiempo que puede estar la herramienta, lista de operaciones a realizar y cómo deben ser realizadas.

Otro requisito no menos importante, se debe independizar al sector de tratamientos térmicos del personal de grúas. Esto es ya que no siempre se puede contar con ella, y al ser operaciones inhabituales para los gruistas, muchas veces genera problemas internos dentro del personal de dicho sector.

Otro requerimiento es el de disminuir el esfuerzo manual realizado por los operarios, lo que implica diseñar cierto tipo de accionamiento que multiplique la fuerza del operador quien lo acciona. Asimismo, se debe pensar en una forma de tirar del tubo, sin usar esfuerzo manual, pero sin necesitar la grúa.

Como los objetivos y el alcance del proyecto son muy amplios, el proyecto aquí desarrollado se limita al diseño de la herramienta: el mecanismo de cierre, el funcionamiento y la operación de la misma. No puede ser abarcado aquí el diseño del accionamiento exterior que comanda el mecanismo de cierre, ni el diseño y desarrollo de las operaciones que se realizan una vez que ya se ha sacado el extremo del tubo fuera del horno. En consecuencia, los requisitos finales para la herramienta abarcados en este trabajo son:

- Disminuir el tiempo de operación.
- Disminuir peso respecto a las herramientas actuales.
- Estandarizar materiales y geometrías de la herramienta.
- Minimizar la fuerza manual ejercida por el operario para el cierre del mecanismo.
- Que sea fácilmente guardada y no moleste en las actividades habituales del sector. Esto es debido a la naturaleza esporádica del uso para el cual se requiere la herramienta (sólo en eventos de tubos torcidos y cargas amontonadas).

- Requerimientos mecánicos: buena resistencia mecánica y ductilidad; mantener resistencia en altas temperaturas; propiedades tecnológicas (maquinabilidad, soldabilidad).

En conclusión, el proyecto que aquí se desarrolla debe ser el diseño de un dispositivo que sea capaz de tomar y sacar tubos torcidos dentro del horno de manera rápida y segura, evitando el apagado del horno. Asimismo, realizar una estandarización de la herramienta y cómo debe ser utilizada para su correcto funcionamiento y mantenimiento.

Diseño

El desarrollo de este diseño incluye muchos pasos que no forman parte de lo que a continuación se explica. Se ahonda únicamente en el diseño resultante de todo el proceso.

En primer lugar se hizo un *brainstorming* para tener la mayor cantidad de ideas posibles que pudieran a primera vista resolver la problemática. A medida que se fueron definiendo más específicamente los parámetros de diseño (citados en la sección anterior), las soluciones se acotaron hasta llegar a tres opciones factibles. Una de ellas es la aquí explicada, y las otras dos fueron desarrolladas como parte de un proyecto más abarcativo solamente con la compañía Tenaris.

Sólo a título informativo, una de ellas consiste en una formalización de la herramienta de extracción usada actualmente siendo una estructura tubular de sección cuadrada con una cadena en su extremo, y un accionamiento mecánico tipo tornillo de potencia para tirar de la cadena, facilitando su accionamiento y asegurando el apriete necesario. La misma se encuentra en la siguiente figura:

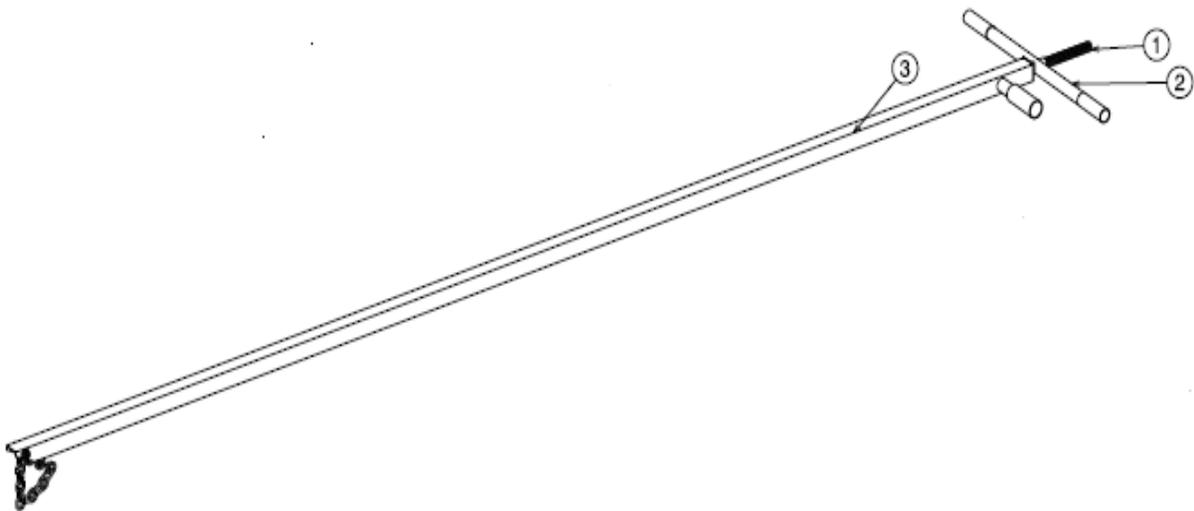


Figura 2.1 – Diseño N°2: lanza con cadena. Esta es la formalización del sistema utilizado actualmente.

La otra tiene también una estructura tubular de sección cuadrada, pero su mecanismo de cierre se basa en el principio de los gatillos, accionándose al tocar con la lanza al tubo. Esto mueve un balancín que hace girar un árbol con una leva que suelta un resorte comprimido para que deje de retener la pinza abierta, y al estirarse cierre la pinza produciendo una fuerza de apriete sobre el tubo tocado. Se puede ver ésta en la siguiente figura:

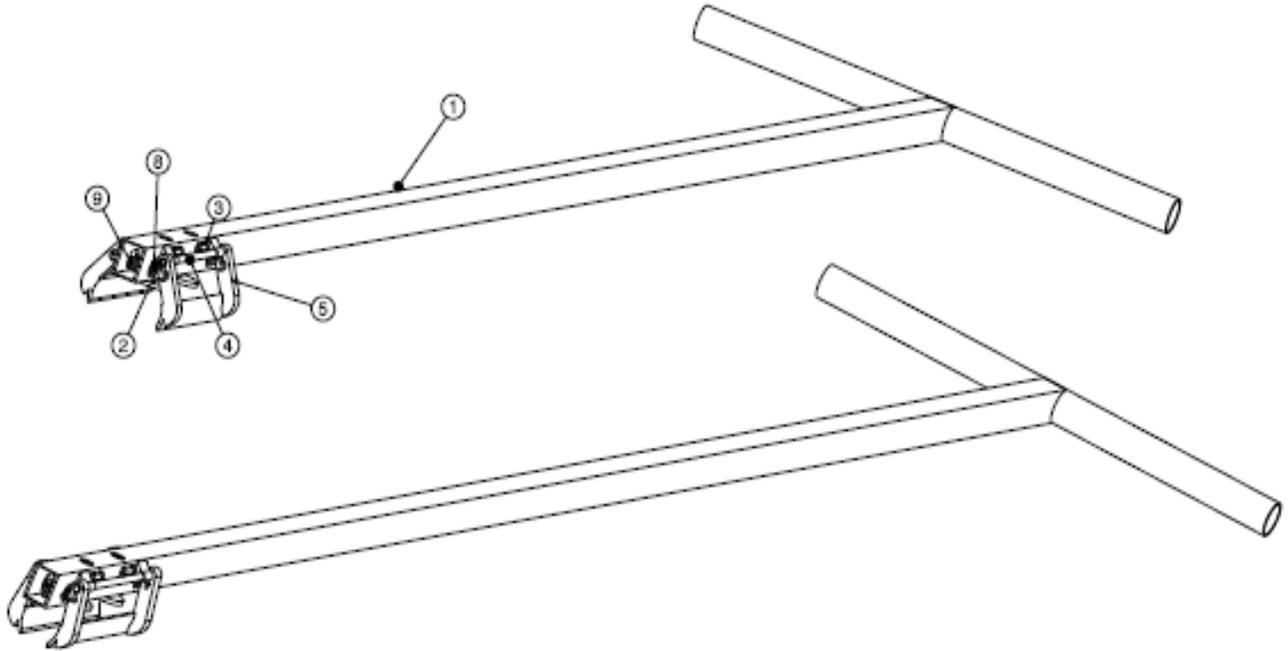


Figura A2.2 – Diseño N°3: lanza con accionamiento de gatillo. Esta es una solución que permite sujetar al tubo desde cualquier parte, no sólo la punta.

Diseño

Luego del proceso ya citado, se opta por el desarrollo de un diseño de estructura tubular (de sección circular) esbelta con un mecanismo de pinza en su extremo para tomar el tubo, accionado manualmente desde el extremo opuesto. Las dimensiones del lugar donde se aplica, sólo permiten estructuras de gran longitud y diámetro limitado, ya que se la debe poder ingresar al horno por una ventana de 450x450mm una distancia de 2m dentro del horno, situándose el operador por lo menos 1.5m fuera del horno, lo que da un largo total mínimo de 3.5m (hecho que se observa en los largos de las barretas actuales, que van desde 3.5m a 5.5m en todas ellas). Asimismo, implican tener un cierto mecanismo o accionamiento que permita sujetar al tubo

torcido con una fuerza suficiente como para poder sacarlo del horno, siendo éste accionado manualmente por el operador desde el exterior del horno.

Otro de los requerimientos es el de disminuir la fuerza que ejerce el operador al momento de sujetar y sacar el tubo del horno. Esto se logra con algún tipo de accionamiento, ya sea mecánico, hidráulico o neumático, que al ser accionado por el operador ejerza la fuerza que mueva el mecanismo de cierre y se sujete al tubo con la fuerza suficiente como para que éste no se zafe al ser tirado hacia el exterior del horno. Ya se ha mencionado que este proyecto se acota a la parte de sujeción y extracción hasta que el tubo se asome fuera del horno, pero no el traslado del tubo hasta el bancal de entrada. Sin embargo, el dispositivo se diseñó pensando para las operaciones que le sucederán, por más que no se amplíe el resto de la operación en este proyecto.

De esta manera, el diseño podría separarse en tres partes diferentes aunque relacionadas con un orden secuencial, ya que una se diseña a partir de la otra:

1. Mecanismo de cierre y sujeción
2. Estructura
3. Accionamiento

1. Mecanismo de cierre y sujeción

Esta es la primera parte del diseño, ya que su funcionamiento define un cierto movimiento “aguas abajo” del dispositivo para que pueda ser accionado. Éste se piensa de forma tal que permita el uso de cualquier tipo de actuador de movimiento lineal, ya sea mecánico, hidráulico o neumático, y de esta manera reduzca la fuerza ejercida por el operador.

El mecanismo se diseña teniendo en cuenta que el operador cuenta con la punta del tubo a la vista, siendo esta la parte más cercana a la ventana lateral del horno. El operador debe insertar el dispositivo apuntando hacia la punta del tubo, hasta que queden ambos alineados y tengan a su vez las puntas en contacto. En este punto inicial, el mecanismo de sujeción debe estar abierto, y debe poder cerrarse rápidamente en el momento justo en que estén alineados y en contacto, de forma que se cierre tomando fuertemente al tubo en su punta.

El mecanismo de cierre funciona básicamente por contacto entre piezas. Al tirar del actuador hacia afuera del horno, el mismo tiene una serie de 4 piezas que funcionan como pinzas que se encuentran sujetadas al actuador a través de un perno pasante. Las pinzas pivotan sobre ese punto, y al ser desplazado el actuador hacia atrás, se deslizan sobre un eje paralelo al del

actuador que pasa por el punto de pivote. Aquí es donde entra la parte del contacto que obliga a las pinzas a cerrarse, girando alrededor del punto de pivote. Para esto se tiene el tubo externo de mayor diámetro, el cual impide que la pinza siga abierta al querer trasladarse con el actuador. Por lo tanto, le imprime la cuota de movimiento rotacional al movimiento traslacional aportado por el accionamiento que mueve al actuador linealmente. De esta manera, al mover el actuador, la pinza se mueve hacia atrás y rota por contacto con el tubo exterior, cerrándose y apretando el tubo. En la figura 2.3 se muestra un corte del mecanismo de pinza.

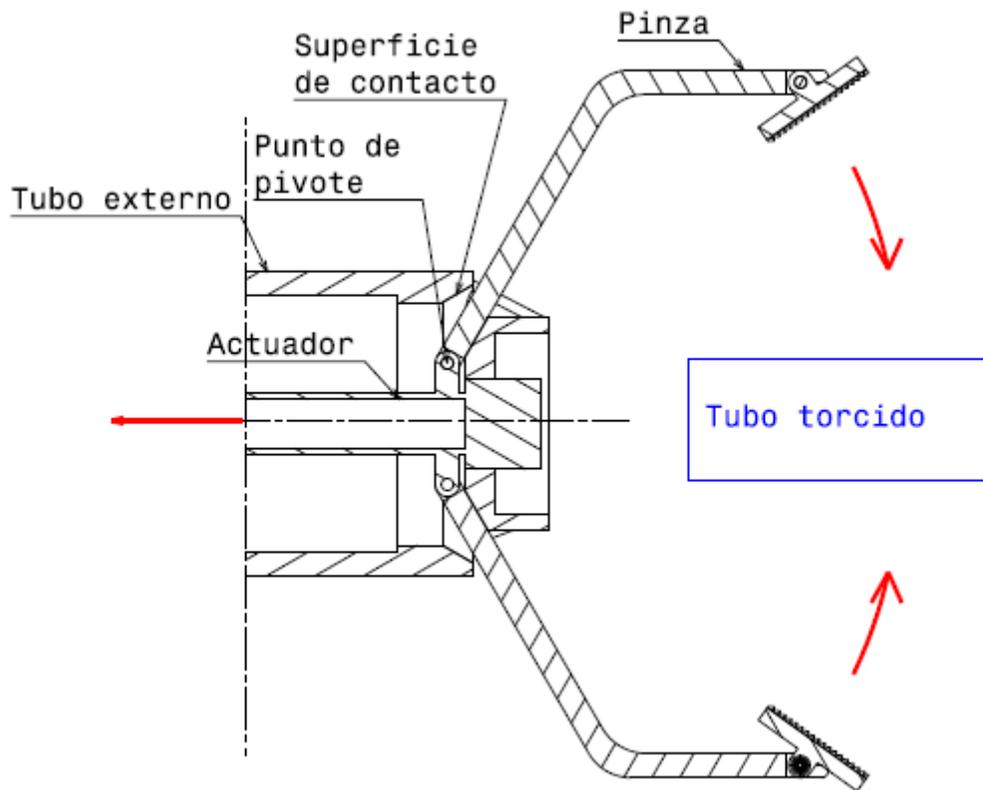


Figura 2.3 – Vista en corte del funcionamiento del mecanismo de cierre de la pinza al mover el accionamiento hacia atrás.

La pinza gira entonces hasta tocar el tubo, y a partir de ahí la fuerza que ejerza el actuador resultará en una fuerza de apriete, que sujetará al tubo. Esto se puede ver en la figura 2.4 mostrada a continuación.

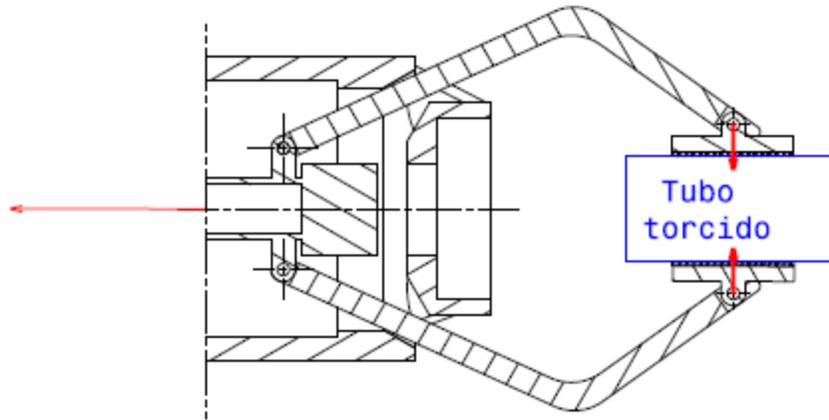


Figura 2.4 – Corte del mecanismo de pinza cerrado.

Este diseño sale del desarrollo de esta idea de mecanismo de cierre por contacto con el tubo exterior a partir de un movimiento lineal aplicado en el actuador. Sin embargo, implicó muchas horas de trabajo en diseño y cálculos más que nada geométricos a esta altura del diseño, incluyendo por supuesto algunos dimensionamientos preliminares aplicando criterios de ingeniería. El diseño fue evolucionando hasta llegar a estos croquis, que tampoco son, sin embargo, el diseño definitivo dado que el mismo sale luego de las simulaciones y cálculos de esfuerzos mecánicos que fueron realizadas luego. En cuanto a los criterios tomados, se prioriza la robustez de este diseño y se aplican juegos amplios en la geometría. Esto se debe a las altas temperaturas y las dilataciones que ella implica.

En un principio uno tendería a pensar que el tamaño limitante en el cierre de la pinza es el diámetro de cierre. Sin embargo, al momento de diseñar la pinza, se encontró que el diámetro de cierre no es el problema sino el diámetro de apertura. Para regular el tamaño de apertura, y asegurarse que las pinzas se abran, se tuvo que agregar una pieza ubicada fija en el extremo de la lanza (la estructura tubular) entre las pinzas y el eje del actuador. Como se ve en la siguiente imagen (y las anteriores) para que la pinza se abra al desplazar el actuador hacia adelante, se localiza esta pieza coccilíndrica al tubo exterior y al actuador, que a su vez se encuentra fija respecto del tubo exterior de la lanza. Por tal motivo, al trasladar el actuador hacia adelante, las pinzas quieren trasladarse, pero se encuentran con esta pieza que obliga a las pinzas a girar respecto del punto de pivote. Las pinzas se deslizan sobre la superficie chaflanada de esta pieza, que por contacto las obliga a rotar en sentido inverso al de cierre, de modo que giran hacia arriba y abren la pinza.

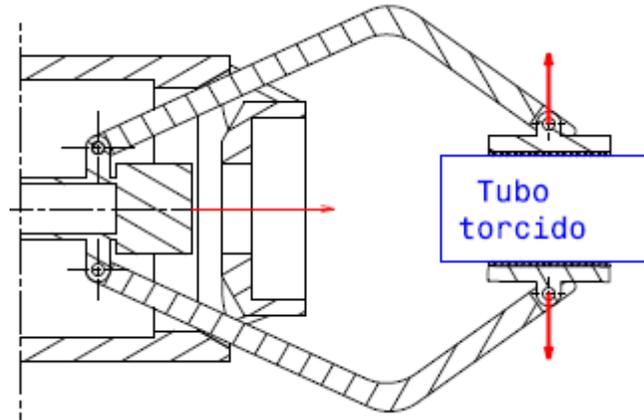


Figura 2.5 – Corte del mecanismo para abrir la pinza.

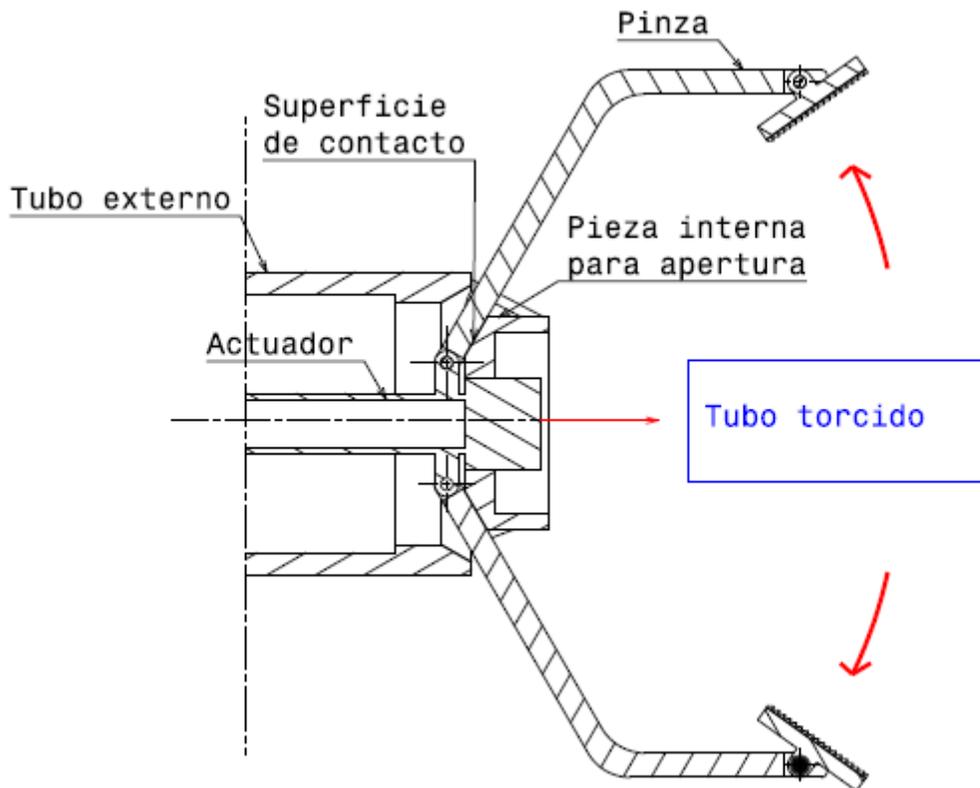


Figura 2.6 – Corte del mecanismo de pinza abierto.

De esta manera, el diámetro limitante es el de apertura, el cual sale de la geometría resultante. Los diámetros de tubos para los que trabaja el dispositivo y el respectivo desplazamiento del actuador necesario para ese giro entre la apertura y el cierre son entonces:

- $D_{max-apertura} = 187mm$;
- $D_{min-cierre} = 37.7mm$;

- $\Delta X_{max} = 37.41mm$;

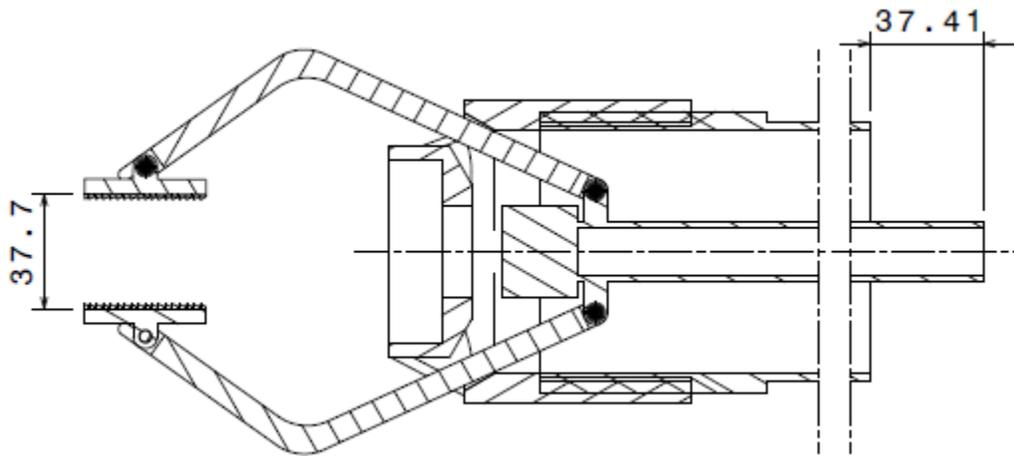


Figura 2.7 – Corte del mecanismo cerrado con diámetro mínimo de cierre y desplazamiento necesario del actuador para el cierre desde la posición de apertura (posición inicial).

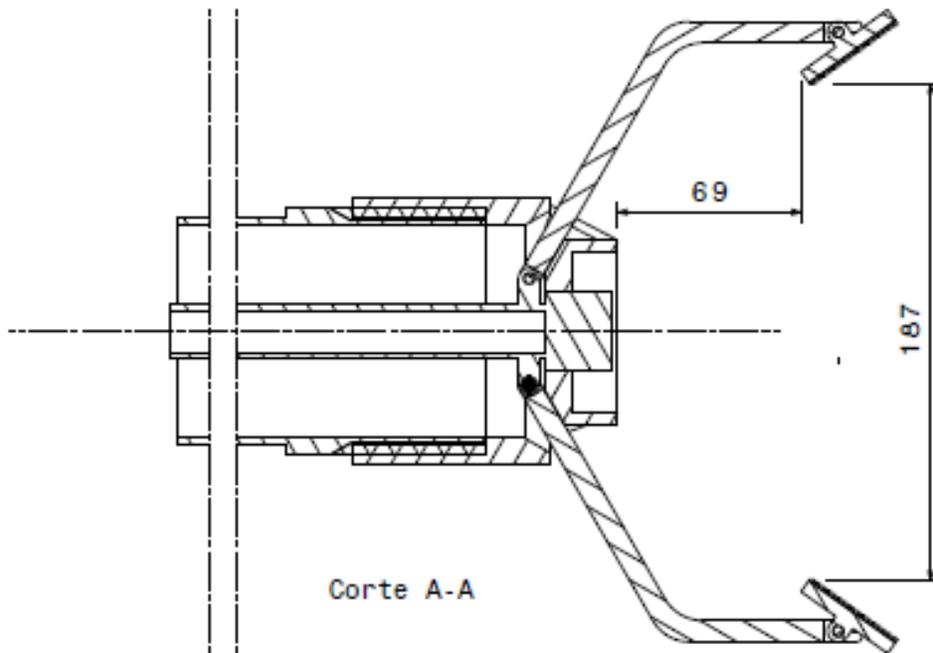


Figura 2.8 – Corte del mecanismo de pinza abierto con el diámetro máximo de apertura.

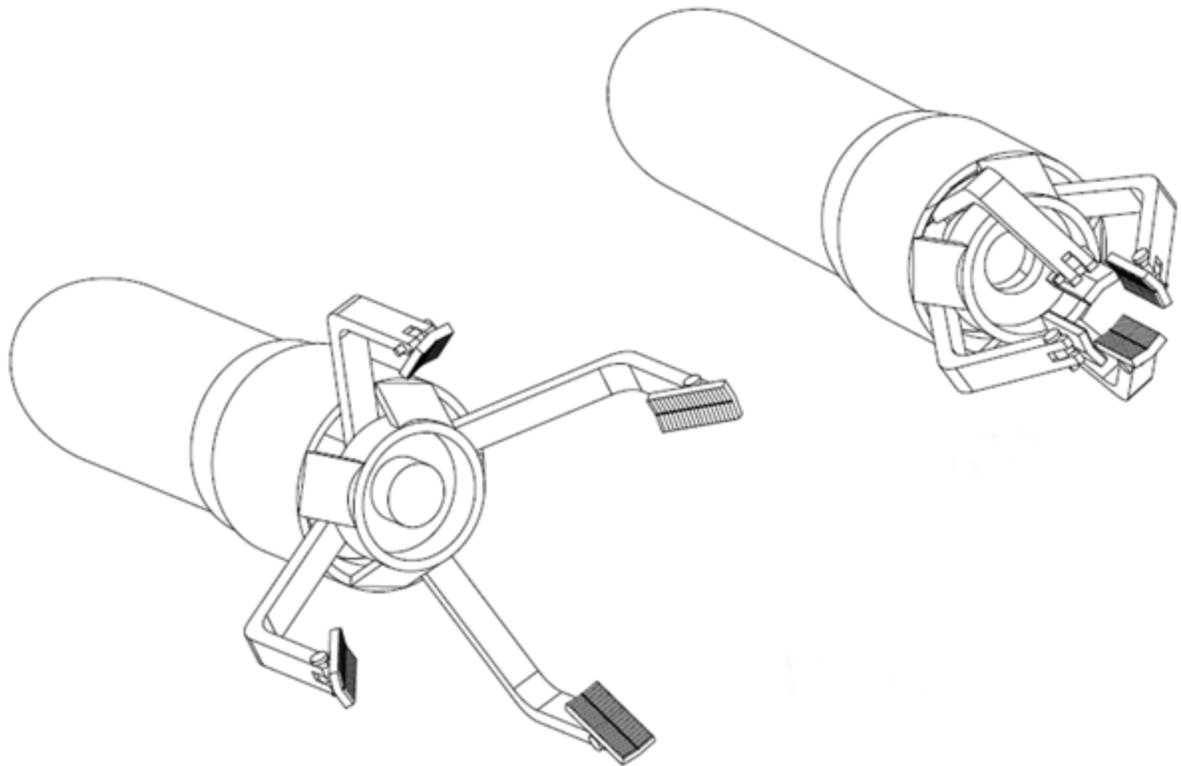


Figura 2.9 – Vista isométrica del mecanismo de pinza abierta y cerrada.

Sin embargo, el diámetro de tubo nominal de cierre para el cual está diseñado el dispositivo son 42mm que es el tamaño de tubo con más problemas actualmente.

En cuanto al extremo de la lanza (de la estructura), su diseño tiene una forma más elaborada. En primer lugar, se debe agregar la pieza cilíndrica ya citada cuya función es la de abrir la pinza cuando ésta se mueve hacia adelante, deslizando por la superficie chaflanada de la misma. Para poder tener esta pieza sujeta a la estructura tubular exterior, se deben agregar 4 placas que van soldadas a ambas piezas, formando un único sólido que luego se rosca a la estructura tubular de la lanza. Este extremo se hizo como una pieza separada dado que de no ser así, no hay posibilidad de armar el conjunto, ya que no habría manera de introducir el actuador con las pinzas y que éstas últimas puedan ubicarse entre la estructura tubular exterior y la pieza cilíndrica del extremo. Por esta razón, se separaron en dos piezas: el cuerpo tubular de la lanza y la cabeza o extremo de la lanza. Luego, se puede introducir el actuador en la estructura tubular del cuerpo de la lanza, montar las cuatro pinzas en sus puntos pivotantes sobre el actuador con sus respectivos pernos (pero sin las zapatas de los extremos), roscar el cuerpo de la lanza en la

cabeza (siendo el cuerpo de la lanza el que gire, ya que si no se bloquearían las pinzas con las plazas soldadas de la cabeza de la lanza), y finalmente colocar las zapatas con sus pernos en las pinzas.

Por último, resta decir que ambas superficies donde apoyan las pinzas deben ser chaflanadas. Esto es ya que se aumenta el área de contacto entre la cabeza de la lanza y las pinzas, disminuyendo concentración de tensiones al igual que desgaste y probabilidad de falla por nucleación de fisuras en esta sección que es crítica en cuanto a tensiones. Sin embargo, si se aumenta de sobremanera la profundidad en dirección radial, el área de sección en el extremo sería muy pequeña, pudiendo soportar menores tensiones. Por tal motivo se tomó como solución de compromiso aumentar el espesor en el extremo, de modo que aún haciendo un chaflán el espesor no fuera tan reducido. En la superficie de cierre de pinzas resultan como menor espesor 4.2mm aumentando hasta los 10mm en la base del chaflán. En la superficie de apertura, el menor espesor es de 7mm.

Finalmente se logra tener el conjunto completo, con un funcionamiento simple, pero a la vez robusto que asegure su funcionalidad a pesar de las largas temperaturas y los posibles golpes. Es importante decir que el conjunto tendrá un uso esporádico, únicamente en los eventos de carga amontonada y tubos torcidos que actualmente se dan una vez al año.

Pinza

La pinza es la pieza clave del conjunto, ya que es la encargada de soportar los esfuerzos para que el mecanismo funcione correctamente convirtiendo movimiento translacional en rotacional a través de la fuerza recibida del actuador y de la estructura tubular exterior. Por tal motivo su diseño se optimiza en la sección de “Cálculos y Simulaciones”.

En cuanto al proceso de diseño que lleva a la forma original que luego se optimiza, tanto los largos de cada brazo como el ángulo formado entre ellos, se eligen para poder cumplir con los requisitos del mecanismos. Se fijan las medidas en primer lugar, y luego se itera con las dimensiones de la punta de la lanza que define el movimiento de la pinza hasta lograr los diámetros de apertura y cierre queridos (discutidos en la sección anterior).

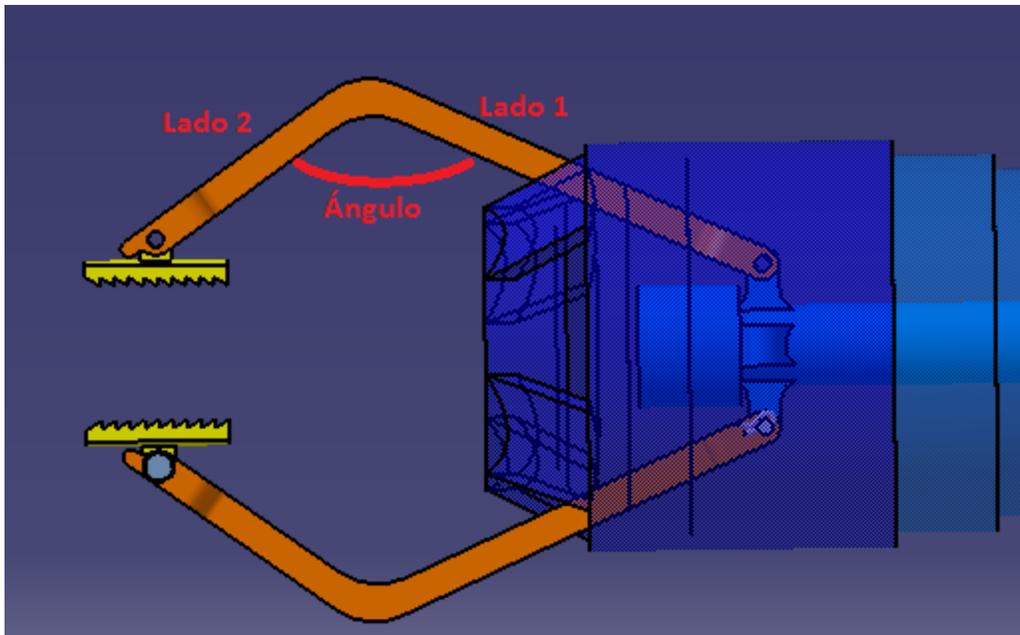


Figura 2.10 – Mecanismo de pinza antes de rediseño por Elementos Finitos.

Se le hace a la pinza en un segundo diseño un ensanchamiento en los extremos donde se encuentran los agujeros para fijación. De esta manera se mejora la resistencia de la pieza y se permite trabajar con mayores espesores en las otras piezas también. También se le diseña una sobresaliente en el extremo de la zapata para evitar que la misma rote hasta quedar orientada en el sentido contrario al maniobrarla.

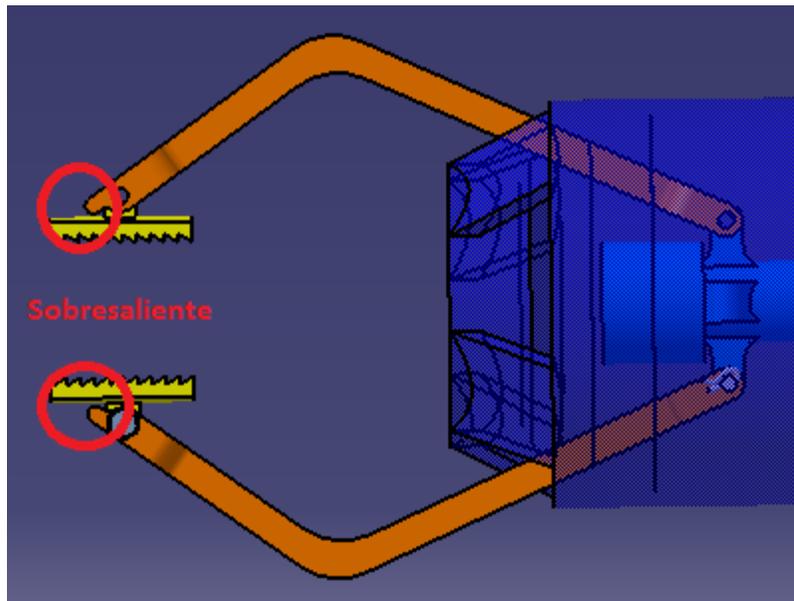


Figura 2.11 – Sobresalientes para controlar orientación de las zapatas.

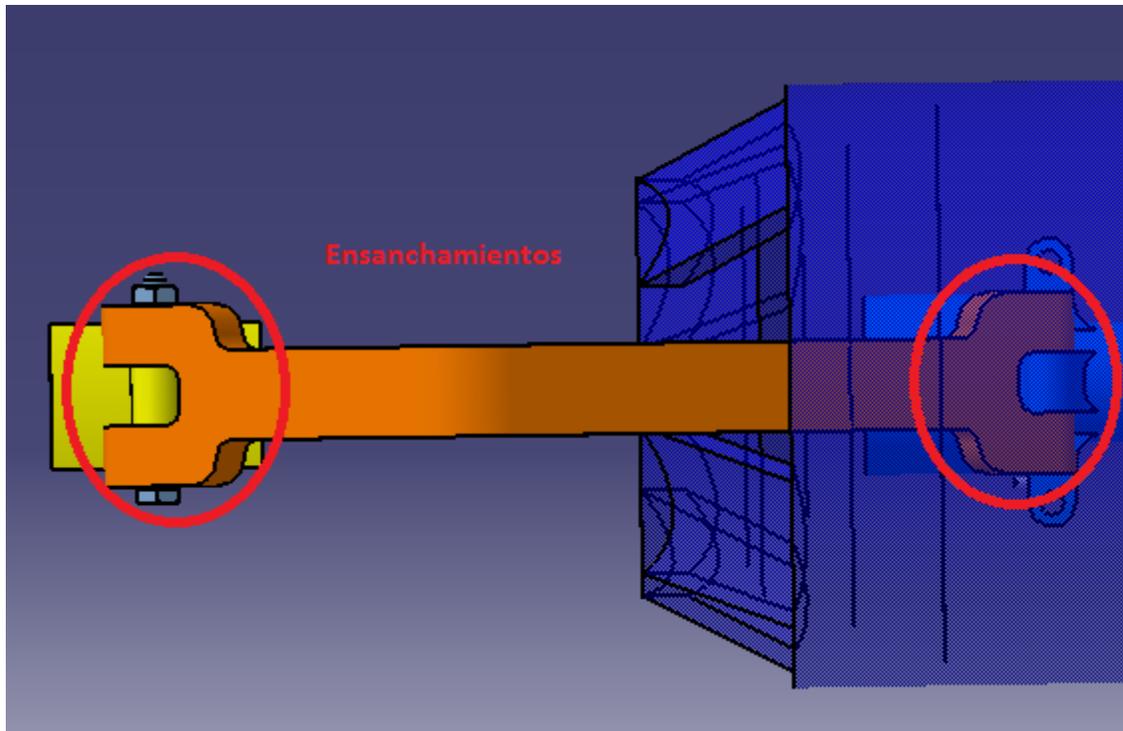


Figura 2.12 – Ensanchamiento de la sección en los extremos respecto al diseño original.

Zapatas

Se las diseña de una forma simple, con perfil tipo diente de sierra, de modo que se fije al tubo en la dirección de arrastre del mismo hacia afuera del horno. Se les debe hacer una oreja con un agujero para poder fijarlas al punto pivotante con la pinza.

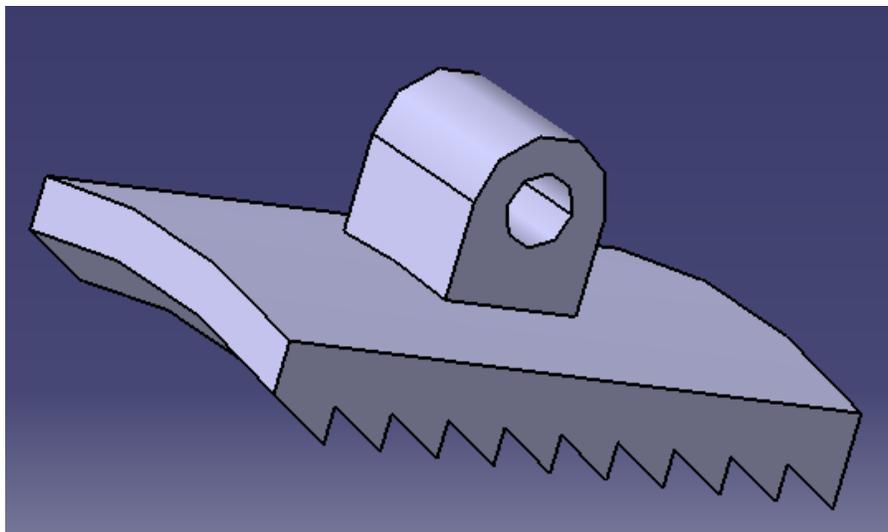


Figura 2.13– Zapata para fijar el tubo.

Fijaciones

Para conectar los extremos de las pinzas que cuentan con libertad de giro (tanto en el punto de pivote con el actuador, como en el extremo que sujeta la zapata) se opta por la conexión por perno pasante. En el punto de pivote con el actuador se utiliza un perno no estándar, dado que los espacios reducidos obligan a una conexión diseñada especialmente. La unión consiste básicamente en un perno con un agujero en su extremo, donde se lo fija luego de pasar por los agujeros mediante un clip. En la figura 2.14 se ve en rojo el clip y en azul el perno conectando el actuador con una de las pinzas en el punto de pivote.

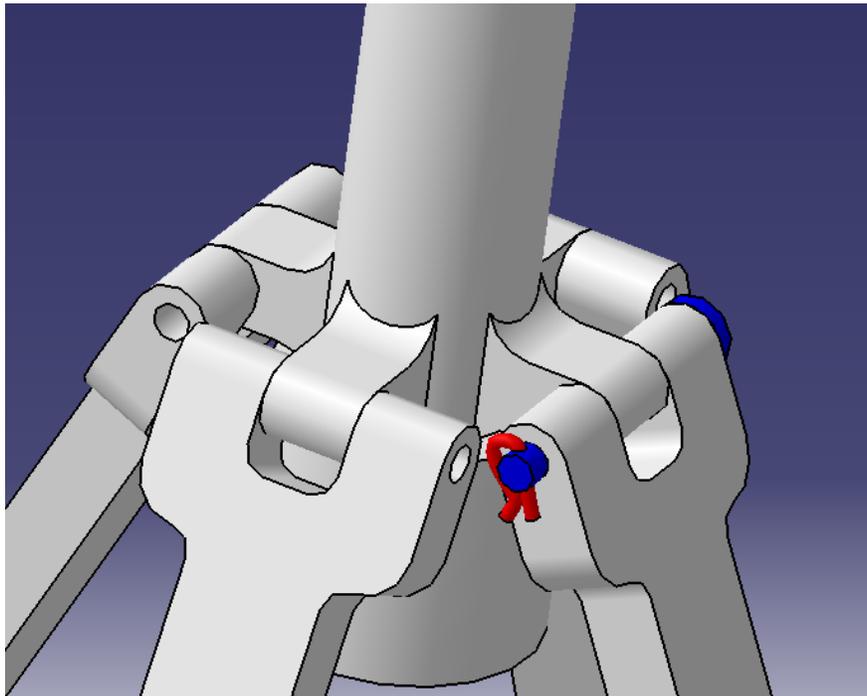


Figura 2.14 – Fijación de las pinzas al actuador.

En el caso del extremo de la pinza que se conecta con la zapata se usan pernos de cabeza hexagonal ISO con rosca M6, que se fijan mediante las tuercas correspondientes (en color gris ambas piezas en la figura 2.15).

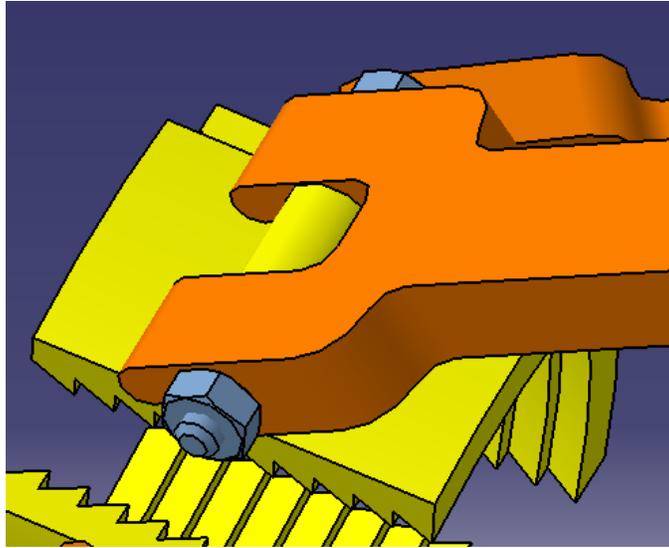


Figura 2.15 – Fijación de las pinzas a las zapatas.

Por último cabe mencionar dos uniones roscadas que se utilizan en el equipo. En primer lugar, la del extremo de la lanza con el cuerpo de la lanza, que como se ha comentado antes, debieron ser piezas separadas para posibilitar el armado del conjunto. La otra unión roscada es la de la palanca que se utiliza para la fijación del actuador. Se debe separar la palanca de la uñeta de fijación por las mismas razones que la punta de la lanza.

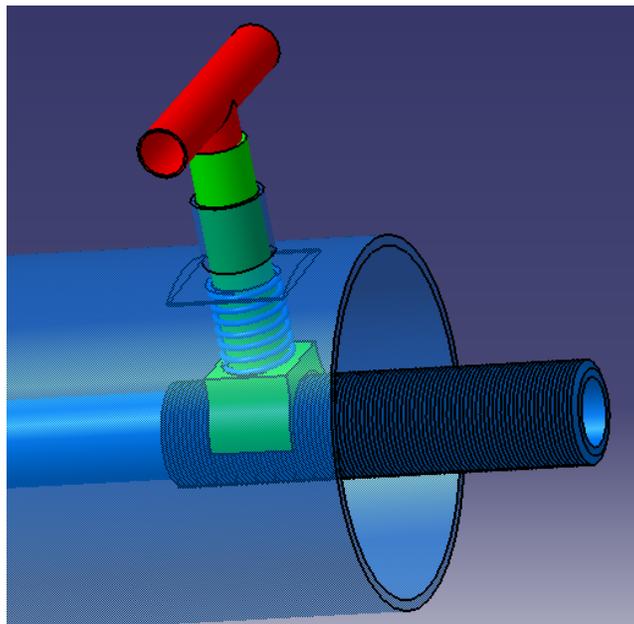


Figura 2.16 – Unión roscada en mecanismo de fijación del actuador, entre la palanca (en rojo) y la uñeta (en verde).

2. Estructura

La estructura del dispositivo se realiza en función del mecanismo diseñado. Como se necesitaba tanto un actuador cilíndrico que tirara de las pinzas, como una estructura exterior para hacer el contacto y cerrar las pinzas, se opta por un tubo. El diámetro exterior se toma mayor que el diámetro de los tubos a extraer (tubos de entre 40mm y 70mm) de modo que se minimicen los esfuerzos por flexión en las pinzas. Si el tubo estructural se hiciera de 40mm de diámetro, al igual que los tubos que tienen más problemas de torcimiento, las pinzas estarían sometidas a una gran flexión aportada por el tubo a través de la superficie de contacto. De esta manera, los esfuerzos tanto en el tubo como en la pinza serían muy pronunciados. Al agrandar el diámetro a unos **85mm**, se minimiza no sólo la tensión por flexión que recibe la pinza, sino también los esfuerzos en el tubo debido al contacto.

Asimismo, se hace la estructura de sólo 3m para poder dejar 0.5m para el dispositivo de accionamiento del actuador. Es importante destacar, que este diseño permite el acople con cualquier tipo de accionamiento, aunque se lo piensa para ser usado con un accionamiento hidráulico que será luego explicado. Por otro lado, el largo se puede extender hasta los 5m si así se quisiera para los casos de trabajo a más altas temperaturas (y así poderse ubicar el operador más lejos de la ventana), ya que no tiene ninguna limitación respecto a esa dimensión.

Sin embargo, el diseño de la estructura no sólo se limita a dimensionar el diámetro del tubo. También se disponen cada 500mm agujeros rectangulares (ver figura 2.8) a lo ancho, con cavidades longitudinales que a su vez tienen cuatro agujeros. Todo este conjunto se diseña con el fin de poder alojar una pieza (en color amarillo, que se encuentra desplazada verticalmente en la figura para su mejor observación) que se apoye en la superficie exterior del tubo de modo que su parte cilíndrica quede concilíndrica con la estructura de la lanza. De esta manera, estas piezas localizadas en sus respectivas cavidades cada 500mm en el cuerpo de la lanza (en gris), pueden cumplir una función de mantener alineado el eje del actuador (en rojo) y eviten la posibilidad de pandeo en caso que trabaje a compresión (aunque los esfuerzos sobre el actuador al agarrar el tubo serán siempre de tracción). En consecuencia, estas piezas se comportan como guías para el actuador, y hacen a su vez de arriostamientos. Se debe aclarar también que, previendo posibles deformaciones en el actuador que significarían un bloqueo del sistema en las guías (debido a la desviación del eje), se deja un huelgo amplio entre las guías y el actuador (2mm).

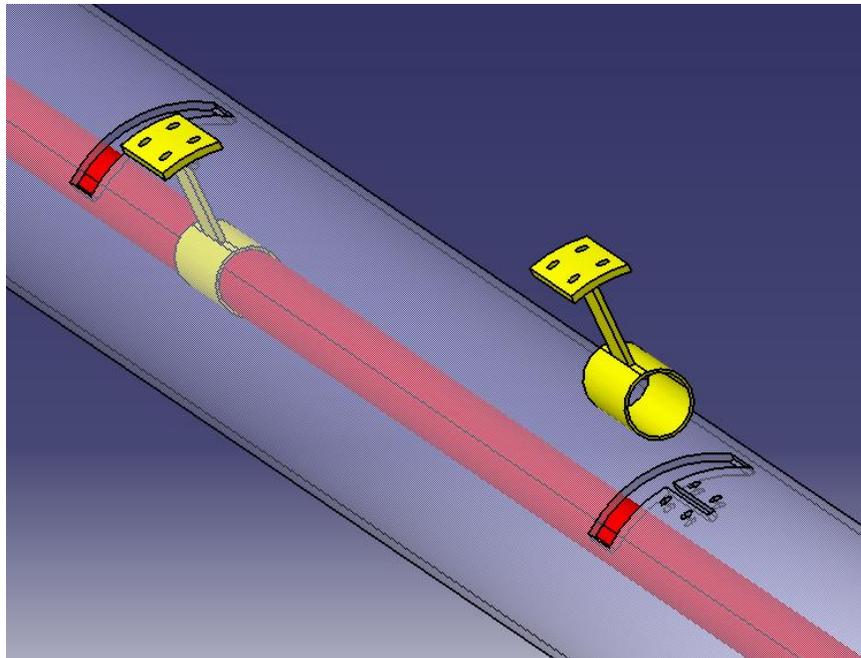


Figura 2.17 – Vista isométrica del cuerpo de la lanza

3. Accionamiento

En lo que respecta al accionamiento que energiza al actuador, el mismo en sí no se diseña en este trabajo. Sin embargo, se realiza un análisis que concluye en que la mejor solución para el accionamiento es una bomba hidráulica manual con actuador hidráulico, que sea desmontable al cuerpo de la lanza. Naturalmente el actuador de ésta sería colineal al eje del actuador, de modo que al bombear manualmente se desplace al cilindro, y consecuentemente al actuador, dándole el desplazamiento requerido con gran fuerza. Como el desplazamiento del actuador necesario entre el cierre y la apertura completa es de 37mm, el mismo puede ser realizado tranquilamente por un actuador hidráulico, sin la necesidad de bombear manualmente un gran número de veces. Se muestra en la figura A2.3 del anexo a modo de ejemplo la foto de una bomba hidráulica manual, utilizada para levantar autos entre otras funciones.

Lo que sí se diseña, es un mecanismo de fijación que asegura la posición de la pinza en el sentido de cierre, liberando el actuador en sentido contrario para la apertura de la pinza sólo cuando el operador lo desee y abra la fijación. El principio de funcionamiento es simple, sobre el extremo del actuador donde el operador trabaja, se pone una pieza llamada *uñeta*. Esta consta básicamente en unos anillos anulares de sección triangular que en su conjunto forman una única

pieza con perfil tipo diente de sierra (vistos en corte). Los anillos de esta *uñeta* entran en contacto con unos anillos soldados al eje de actuador que tienen la forma inversa, de modo que encastran sus superficies. En consecuencia, esto hace que si se mantienen las superficies en contacto, se hace imposible mover al actuador en dirección contraria al diente de sierra. Para fijar la *uñeta* se usa un resorte, y para liberar el actuador se conecta la *uñeta* a una palanca solidaria con una unión roscada. Si se la levanta, se libera la presión aplicada al actuador y el mismo queda liberado en ambos sentidos de traslación.

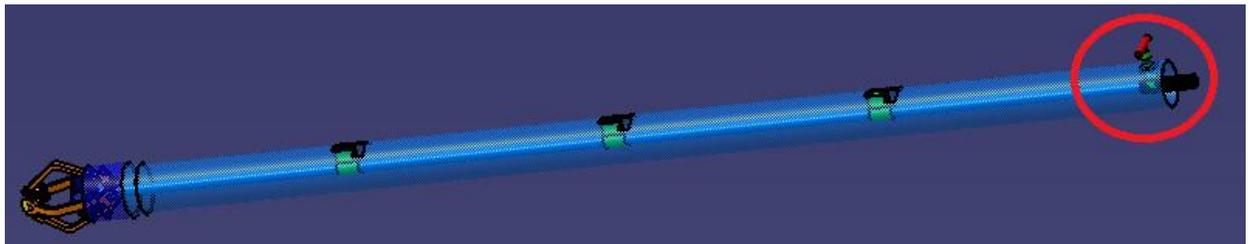


Figura 2.18 – Ubicación de mecanismo de fijación.

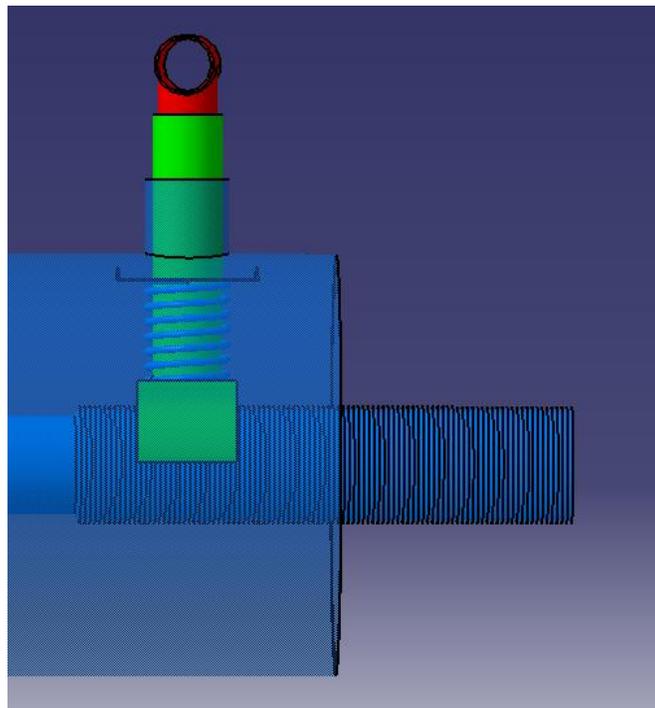


Figura 2.19 – Zoom sobre mecanismo de fijación del actuador.

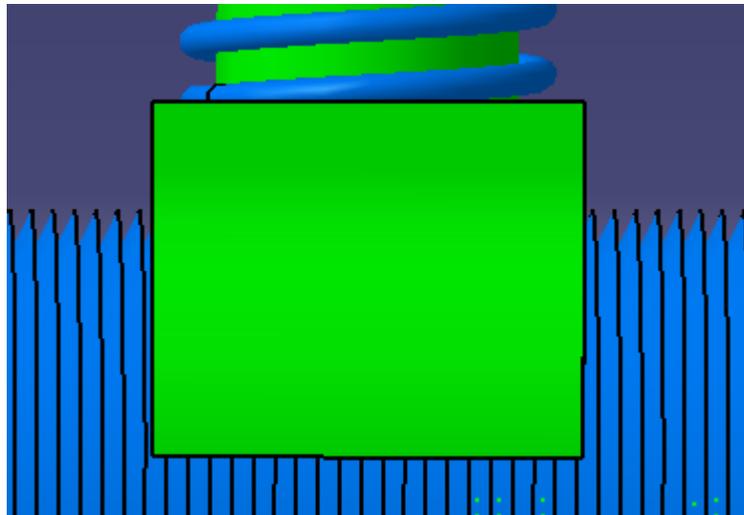


Figura 2.20 – Resorte presionando la ñeta sobre el actuador. Nótese el perfil tipo diente de sierra que imposibilita el desplazamiento hacia la izquierda de la figura.

Selección de materiales

La selección del material es una de las partes fundamentales de diseño, particularmente en casos como el presente donde las temperaturas de trabajo son un factor completamente limitante en la misma. Una mala elección puede llevar no solo a la falla de la pieza, sino también a costos innecesarios tales como los de fabricación, mantenimiento, etc. Asimismo, las propiedades del material dependen de su proceso de fabricación, por lo que también se debe decidir sobre este asunto.

Como puede observarse, es un proceso complejo que implica la toma de muchas decisiones, por lo que para este proyecto se realiza con el modelo de diseño del autor Ashby (Ref. 1). Aplicado a la selección del material, resulta en los siguientes pasos:

1. Diseño conceptual

Este es el primer paso tomado en cualquier diseño, aunque la mayoría de las personas lo realizan sin siquiera percatarse de ello. En esta parte todos los materiales son tenidos en cuenta, y se debe elegir un grupo de materiales que cumpla con los requerimientos básicos que se saben acerca de las condiciones de trabajo de la futura pieza. En otras palabras, se debe elegir entre plásticos, metales, cerámicos, vidrios, maderas, materiales compuestos, etc.

En este caso, la información necesaria sobre los requerimientos para el material es pobre, dado que la reducción que se hace es de gran escala. Si se optara por un material (o grupo de materiales) innovador, la decisión se debe tomar en este nivel, ya que a partir de aquí muchas otras decisiones serán tomadas a partir de esta, por lo que no se pueden aceptar cambios radicales.

Para este proyecto, esta decisión no implica mucha complejidad. Las exigencias básicas del problema sacan a la luz que los únicos materiales loables para esta aplicación son los metales. Tanto los requerimientos de temperatura (del orden de los 700°C), como los de ductilidad y resistencia mecánica (a alta temperatura), dejan en claro que los metales, y probablemente los aceros, son los únicos materiales posibles para esta aplicación.

2. Dimensionamiento preliminar

En esta parte del diseño se necesita conocer las propiedades con un poco más de precisión para poder definir la forma y dimensiones aproximadas (configuración) de forma ingenieril. Para ello, es menester reducir aún más las opciones de materiales, limitándose a un tipo de material en particular.

Las temperaturas de trabajo son en este problema el factor limitante. Se requiere un material que mantenga su resistencia mecánica en altas temperaturas, dado que el conjunto estará inmerso en un horno de temple que trabaja hasta unos 950°C. Naturalmente, la temperatura del material será inferior, ya que el dispositivo no permanecerá indefinidamente en el horno, sino períodos reducidos de tiempo. A esta altura del diseño, no se efectúan estimaciones de temperatura, pero se asume que la misma en el material debe ser menor que los 700°C. Esta ya es una fuerte restricción en lo que refiere a la selección de un metal que pueda mantener sus propiedades mecánicas lo suficiente como para que el dispositivo no falle, y pueda cumplir con sus funciones.

De esta manera, y como se había supuesto inicialmente, los aceros son la primera opción. Sin embargo, no todos los aceros cumplen con los requerimientos básicos que se estiman necesitará el conjunto. Los aceros al carbono no tienen la capacidad de mantener sus propiedades a altas temperaturas y sufren el fenómeno de fluencia lenta, por su baja resistencia al creep. Por este motivo, se acotan las opciones a los aceros inoxidable para altas temperaturas (ver figura A3.1).

También surgen como una opción las superaleaciones (como el *inconel* por ejemplo), que fueron especialmente diseñada para aplicaciones en altas temperaturas. De más está decir que ésta sería la opción ideal dadas las propiedades mecánicas de las mismas a altas temperaturas (ver figura A3.2). Sin embargo, los costos que implican estos materiales los hacen completamente impracticables para piezas de los volúmenes de material manejados. El dispositivo diseñado con un mínimo de 2.5m de largo y 80mm de diámetro tiene un gran volumen de material, lo que implicaría un costo muy alto. Asimismo, al ser aplicado en la industria, se prioriza el costo de producción, siempre que se pueda cumplir la función para la que fue diseñada la pieza con un material más económico. Los costos de mantenimiento se minimizan también, favoreciendo esta última opción. La reposición, reparación, reemplazo,

rediseño, modificación y otras operaciones serán mucho más eficientes con un material más común en la industria que si se utilizara una superaleación cuya adquisición y trabajo es más dificultosa. Para el tipo de uso eventual, esporádico y de emergencia que se le dará a la herramienta es necesario que se le puedan hacer modificaciones y reparaciones fácilmente. De esta manera, se acota la selección de material a los aceros inoxidable.

3. Ingeniería de detalle

A esta altura se debe tomar la decisión final, eligiendo un solo material y los respectivos procesos de fabricación. En este proyecto se opta por sugerir, además del material más apto para los requerimientos, una opción que cumpla los requerimientos en menor medida, pero cuyo costo sea menor. Esto es ya que el proyecto es para aplicación industrial, por lo que no considerar en el diseño las variables como el costo y la facilidad de adquisición sería infringir un error garrafal, aunque no sea la primera variable en orden de importancia en este trabajo.

Retomando el proceso de selección, se debe acotar sobre los aceros inoxidable los más aptos para los requerimientos. Para ello es necesario conocer más precisamente las temperaturas a las que estará sometido el dispositivo. Lo ideal en este caso sería elegir un material (el que se suponga más adecuado para la temperatura estimada inicialmente) y fabricar un prototipo de las dimensiones calculadas en el paso previo. Con este prototipo se deberían hacer pruebas sometiéndolo a las condiciones de trabajo para las que se lo diseña y medir las temperaturas resultantes (así como analizar otras variables como deformación, corrosión, etc.). Es decir, debería ser un proceso iterativo donde se supone una temperatura de trabajo, se diseña en función de ella, y luego se mide la temperatura alcanzada en el prototipo. Si la misma resultase muy superior a la predicha para los cálculos, se debería rediseñar en función de esta última y repetir el proceso.

Sin embargo, como los tiempos en el ámbito industrial para las habilitaciones son importantes, sumados a los tiempos de proveedores, y los costos que implicaría un proceso iterativo completo, se decide efectuar una estimación a partir de las herramientas utilizadas actualmente. Aunque las geometrías y los materiales difieren, son datos relevantes acerca de cómo evoluciona la temperatura en el extremo de la lanza al ser sometida a ciclos térmicos equivalentes a los de diseño.

Relevamiento de temperaturas

El extremo de la lanza es la zona crítica del dispositivo, ya que estará sometida a mayor carga térmica y mecánica por ser la parte que contenga el mecanismo y que se ubique en la mayor distancia dentro del horno. Por este motivo se decide medir la temperatura en este punto.

Cabe destacar que las mediciones son estimativas, dado que hacer un análisis exhaustivo sería llevar el proyecto por un lado que no es el pretendido. Se opta por un punto de vista más pragmático, tomando coeficientes de seguridad más altos y mayor robustez para compensar el mayor grado de aproximaciones que el de un diseño de completo detalle. Sin embargo, no dejan de ser mediciones extrapolables al diseño en lo que respecta a la orientación sobre los rangos de temperaturas a los que estará sometido.

Las hipótesis fundamentales al realizar este relevamiento de temperaturas son las siguientes:

1. Temperatura del horno constante: las temperaturas del horno se regulan según el tipo de acero que sea tratado. Sin embargo, el relevamiento se hizo durante el tratamiento de un tipo de acero en particular a cierta temperatura. Por tal motivo se supone la temperatura como constante y de 900°C (temperatura al momento de hacer la prueba). Asimismo, no se tuvo en cuenta que dado el caso de un evento de carga amontonada, se puede bajar la temperatura del horno hasta unos 700 - 750°C. Dado el caso que eso sucediera, las temperaturas alcanzadas serían menores, por lo que sería un diseño más conservador y no se induciría a la falla por diseño.
2. Semejanza geométrica: la geometría de la barreta usada para las mediciones no es exactamente igual a la del dispositivo diseñado, pero es semejante en cuanto a espesores y dimensiones en general.
3. Ciclo térmico equivalente al de diseño: se realizan las mediciones siguiendo la práctica operativa para la que se diseña el dispositivo. Se asume que el dispositivo será utilizado siguiendo esta práctica, o de una manera similar en la que las temperaturas alcanzadas sean equivalentes.

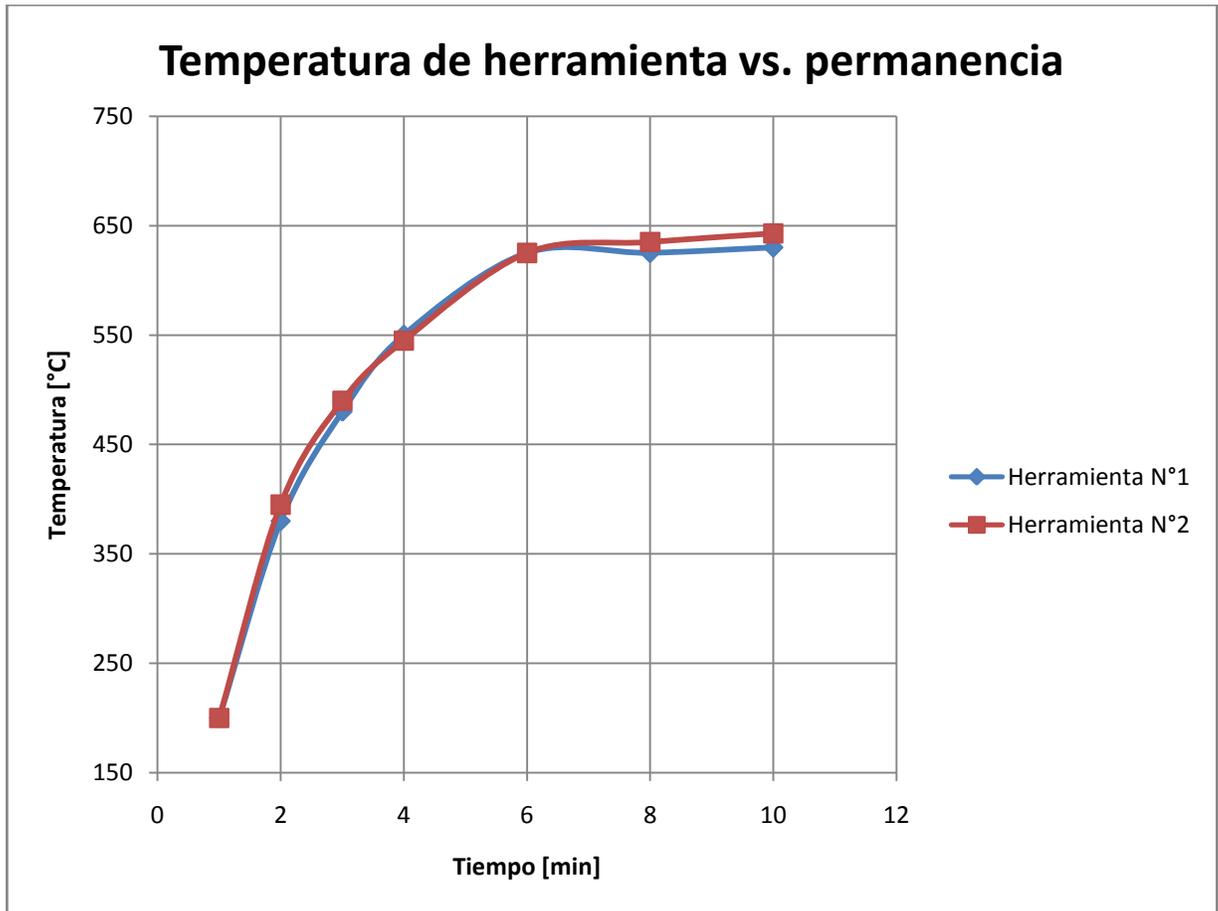
Luego se procede a desarrollar el relevamiento de temperaturas. Se realizan las mediciones con un pirómetro con la siguiente secuencia: se deja la barreta 1 minuto dentro del horno, se la saca y se mide la temperatura en la punta; luego de 4 mediciones (es decir 4 minutos) se la comienza a dejar períodos de 2 minutos dentro del horno, luego se la extrae y se

mide la temperatura. Se repite esta última secuencia 3 veces hasta alcanzar los 10 minutos. Esta secuencia es similar a la práctica operacional para la que se diseña, estimándose entre 5 y 10 minutos el tiempo de extracción de un tubo. Dado que no todas las herramientas disponibles son necesariamente del mismo acero y de iguales medidas (no están estandarizadas actualmente), se hacen mediciones en dos barretas diferentes con el fin de obtener datos más representativos. Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Herramienta 1			
Permanencia	N° de medición	Tiempo acumulado [min]	Temperatura [°C]
1 min	1	1	200
	2	2	380
	3	3	480
	4	4	550
2 min	5	6	625
	6	8	625
	7	10	630

Herramienta 2			
Permanencia	N° de medición	Tiempo acumulado [min]	Temperatura [°C]
1 min	1	1	200
	2	2	395
	3	3	490
	4	4	545
2 min	5	6	625
	6	8	635
	7	10	643

Se grafican los datos de ambas tablas superpuestas para analizar tendencias:



De la gráfica se puede inferir que a partir de los seis minutos de permanencia dentro del horno la temperatura en el extremo de la lanza se estabiliza en 630°C para una barreta y en 643°C para la otra. Es decir que la temperatura tiende a un valor inferior a los 650°C para permanencias de 10 minutos o inferiores.

Conclusiones

Como conclusión de la prueba realizada puede decirse, entonces, que la temperatura a la que estará sometido el dispositivo durante su operación será menor que 650°C. Por tal motivo, se toma como **temperatura de diseño los 650°C**, y se debe elegir un material que pueda soportar esta temperatura intermitentemente en períodos cortos de tiempo.

Descripción de aceros inoxidables aplicables

Dentro de los aceros inoxidables, como puede observarse en el gráfico A3.1, los que mantienen en mayor medida sus propiedades mecánicas a temperaturas tan elevadas son los austeníticos. Dentro de ellos existen miles de aleaciones con composiciones diferentes (ver figura A3.3 y tabla A1.1), ya que es una de las familias de los inoxidables con mayor cantidad de aleaciones que dan lugar a mucha variedad de propiedades. La figura A3.8 muestra la variación de propiedades según las composiciones esquemáticamente.

Las principales características de estos aceros son:

- Buena resistencia a alta temperatura (y en temperaturas criogénicas)
- Buena resistencia a la corrosión
- No pueden ser endurecidos por tratamientos térmicos, sólo por deformación plástica en frío.
- No son magnéticos
- Las composiciones varían entre los siguientes valores: 16-26% de Cr; %Ni menor o igual a 35%; %Mg menor o igual a 15%. Ver tabla A1.1 para más detalle.

Las tensiones de fluencia para los aceros de serie 300 recocidos van desde los 205 a los 275 MPa, con tensiones de rotura (*Ultimate Tensile Strenght*) desde los 520 a los 760 MPa y elongaciones de 40 a 60%. Los de la serie 200 tienen mayor resistencia, pero su mayor dureza complica las operaciones de trabajado del material. Si se quiere aumentar la resistencia de los serie 300 se puede agregar nitrógeno y/o hidrógeno. Asimismo, el agregado de N disminuye la precipitación de los carburos de cromo y por ende combate el fenómeno de sensibilización. Sin embargo, los agregados de Titanio y Niobio son los que atacan dicho fenómeno de mejor manera. Estas aleaciones resultan en los aceros 321 y 347, que son básicamente un tipo 304 con agregado de Titanio y Niobio respectivamente. Esto mejora mucho las propiedades a temperaturas entre los 400 y los 800°C ya que al evitar la precipitación de carburos de cromo en los bordes de grano, elimina la posibilidad de corrosión intergranular que fragiliza mucho a los aceros austeníticos (sensibilización). Si se quisiera aumentar la resistencia a la oxidación en altas temperaturas, se le agrega mayor porcentaje de Cromo, obteniéndose los grados 309, 310 y 330.

Otras propiedades importantes de estos aceros son su conductividad y coeficientes de expansión térmica (ver figuras A3.5 y A3.6). Estos aceros se pueden considerar más aislantes que los aceros al carbono de uso habitual. Para dar un ejemplo importante, un acero al carbono

tiene una conductividad térmica a temperatura ambiente de 43 W/mK (k de un acero 1%C), en contraste con una conductividad de 14.4 W/mK para un acero inoxidable tipo 304 (datos de Ref. 3). En consecuencia, las temperaturas resultantes en el interior de la barreta analizada en la prueba (de un acero al carbono) serán siempre superiores a las alcanzadas por el dispositivo en su interior. Asimismo, la menor conductividad promueve la seguridad en cuanto a la manipulación de la herramienta, ya que la zona de manipulación manual recibirá un calor más amortiguado por la mayor resistividad térmica. En cuanto a la dilatación térmica, los aceros inoxidables austeníticos tienen mayores coeficientes, lo que implica una mayor dilatación. Esto implica la necesidad de mayores juegos para evitar tensiones de origen térmico debido a las dilataciones.

Materiales elegidos

Finalmente, tras el exhaustivo análisis de las propiedades de los aceros inoxidables y los requerimientos de trabajo, se eligen los aceros más aplicables y se analizan sus propiedades para poder realizar los posteriores cálculos y simulaciones para la definición final de la geometría.

Se opta por los aceros de más fácil acceso, que a su vez cuentan con las mejores propiedades para altas temperaturas: **acero inoxidable austenítico tipo 304**. Esta es el acero de más fácil acceso, por lo que es el que implica menor costos tanto de producción como de mantenimiento. Como la herramienta se diseña para un uso excepcional, solamente cuando se dan eventos de cargas amontonadas y tubos torcidos (los cuales se presentan a lo sumo una vez al año), pero a la vez de emergencia, se debe asegurar la funcionalidad de la misma. Dado el caso que se necesiten hacer reparaciones, reposiciones, modificaciones, este material es el que permite hacer estas operaciones con la mayor facilidad y menor costo. Asimismo, sus propiedades para altas temperaturas son muy buenas (ver tabla A3.4), con gran resistencia al creep. Sus propiedades tecnológicas son también muy buenas, de modo que se pueden realizar sin dificultad las operaciones pensadas para su fabricación: maquinabilidad y soldabilidad.

Uno de los problemas que tienen estos aceros es el fenómeno de sensibilización (*sensitization*), que los fragiliza debido a la corrosión intergranular. Esto es debido a la precipitación de carburos de cromo en los bordes de grano que sucede alrededor de los 600°C, temperatura a la que se estima estará trabajando el dispositivo. Esto se puede evitar agregando aleantes que estabilizan y evitan la precipitación de esos carburos que fragilizan. Esto naturalmente encarece al acero, pero elimina este fenómeno, evitando la fragilización. Por este

motivo, las mejores opciones de aceros serían los **tipo 321 y 347**, que tienen agregados de Titanio y Niobio respectivamente. Dado el caso que se cuente con mayor presupuesto y sin restricciones de tiempo (dado que estos aceros no se producen en el país y deben ser importados - de Brasil por ejemplo -) se recomiendan estos. Las propiedades mecánicas y físicas son las mismas, pero éstos no sufren de sensibilización. A los fines del diseño, como las propiedades mecánicas son las mismas, no se verían alterados las simulaciones y los cálculos.

A continuación se pone una tabla con las propiedades mecánicas más importantes del material elegido (tabla tomada de Ref. 2 página 878):

UNS AISI type	or Condition	Rockwell hardness	Average tensile properties						Charpy V- notch impact strength	
			Yield strength, 0.2% offset		Ultimate tensile strength		Elongation in mm (2.0 in.), %	Reduction of area, %	J	ft lbf
			MPa	ksi	MPa	ksi				
Austenitic stainless										
Type 304	Annealed	81 HRB	241	35	586	85	60.0	70.0	≥ 325	≥ 240

Las propiedades para los otros aceros 321 y 347 (también 304N, 304HN, etc.) se ubican en la tabla A3.2 del anexo. Nótese que las UTS y tensiones de fluencia son las mismas que para el tipo 304.

Cálculos y Simulaciones

En esta sección se detalla el diseño de la pinza, mediante la simulación por el método de elementos finitos usando un software comercial.

Desarrollo

Como figura en las secciones anteriores, el diseño de la pinza se hizo inicialmente sólo geométricamente. Se fijaron los largos de ambos brazos de la pinza y el ángulo entre ellas y a partir de estas medidas, se diseña la punta de la lanza para que el mecanismo cumpla con las posiciones buscadas. Esto fue ya desarrollado en la sección de diseño, donde resultaron los radios de apertura y cierre, verificándose los mismos en el programa de diseño con el conjunto en 3D hecho.

Como la pinza es considerado el elemento de mayor criticidad del conjunto, se decide probar mediante simulaciones si el diseño cumple con las condiciones requeridas. Por tal motivo, es menester en primer lugar definir estas condiciones.

El criterio de diseño es más bien conservador, es decir que se prefiere la robustez en el equipo para asegurar que no haya rotura en la emergencia en que se utilice (un evento de carga amontonada por ejemplo). Considerando las altas temperaturas de trabajo (650°C según los ensayos realizados) la tensión admisible será considerablemente menor a la tensión de fluencia del material (que suele ser la utilizada para diseño mecánico). En la tabla A3.1 del anexo figuran las tensiones de rotura en 1000 horas en función de temperatura para distintos aceros. Para el caso de los austeníticos como el tipo 304, a los 650°C la tensión de rotura es aproximadamente de 180MPa. Asumiendo que la relación entre la tensión de rotura y la tensión de fluencia se mantiene en 2.43 a pesar de la temperatura, teniendo una tensión de rotura de 180MPa resulta una tensión de fluencia de 74MPa. A modo de realizar un diseño más conservador, se toma como tensión de diseño un valor menor: **60MPa**. Asimismo, nótese que los valores de tensión de rotura son para 1000hs de trabajo cuando el dispositivo es diseñado para ser utilizado a altas temperaturas por períodos cortos de tiempo.

Para la simulación es necesario también estimar las cargas a las que estará sometido el dispositivo. La fuerza de apriete que se requiere en los tubos se asume de 100kgf. Esto sale de

suponer que el coeficiente de rozamiento entre el tubo y las soleras del horno sobre las que se lo arrastrará será de 1 (en el peor de los casos), por lo que la fuerza de apriete tendrá que ser igual a la fuerza normal aplicada sobre el tubo, que es igual a su peso. Como los tubos más pesados que deberá sacar el dispositivo son de 90kg, se redondea en **1000N** como la **fuerza de apriete** que necesita hacer el equipo. Luego, a partir de esta carga de apriete, se calculan la fuerza con la que se debe tirar del tubo para lograr ese apriete y las reacciones resultantes que ejerce la punta de la lanza sobre la pinza para mantenerla cerrada. Dada la simetría del problema, se calculan las cargas para una sola pinza, pero con una carga de apriete cuatro veces menor, es decir 250N. Para mejor entendimiento del problema, en la siguiente figura se muestran las fuerzas resultantes ejercidas a cada una de las pinzas:

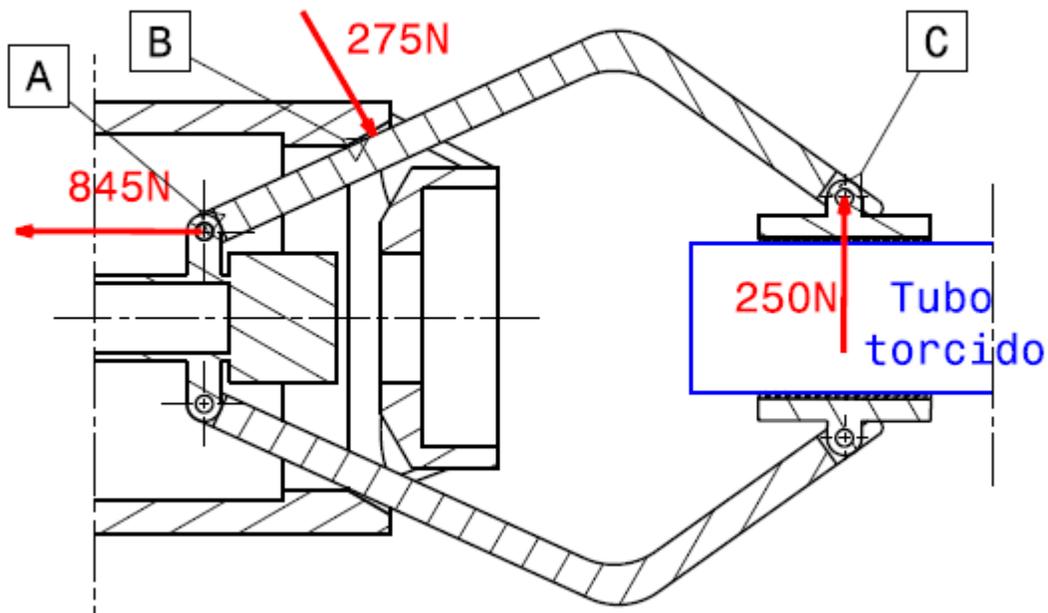


Figura 4.1- Diagrama de fuerzas ejercidas sobre cada una de las pinzas.

Lo último que resta aclarar son las condiciones de borde analizadas. En este caso, los puntos A y C son los que tienen grados de libertad restringidos. El punto de pivote respecto del actuador (punto A) sólo puede desplazarse en la dirección horizontal, por lo que su dirección vertical está fija. En el caso del punto de pivote respecto a la zapata (punto C), la zapata no puede moverse en la dirección horizontal, ya que se presume que se lo aprieta de modo que no pueda zafarse. Por tal motivo, el punto C está fijo respecto a la coordenada horizontal. Las rotaciones se encuentran

libres, y la coordenada Z debe restringirse en cualquier punto para poder resolver el problema y no haya mecanismo.

Luego, con este modelo de cargas y de condiciones de borde, se resuelve el modelo mediante el método de elementos finitos con un software comercial.

Resultados

Primer análisis

En el primer análisis de la pinza original, los resultados no fueron satisfactorios:

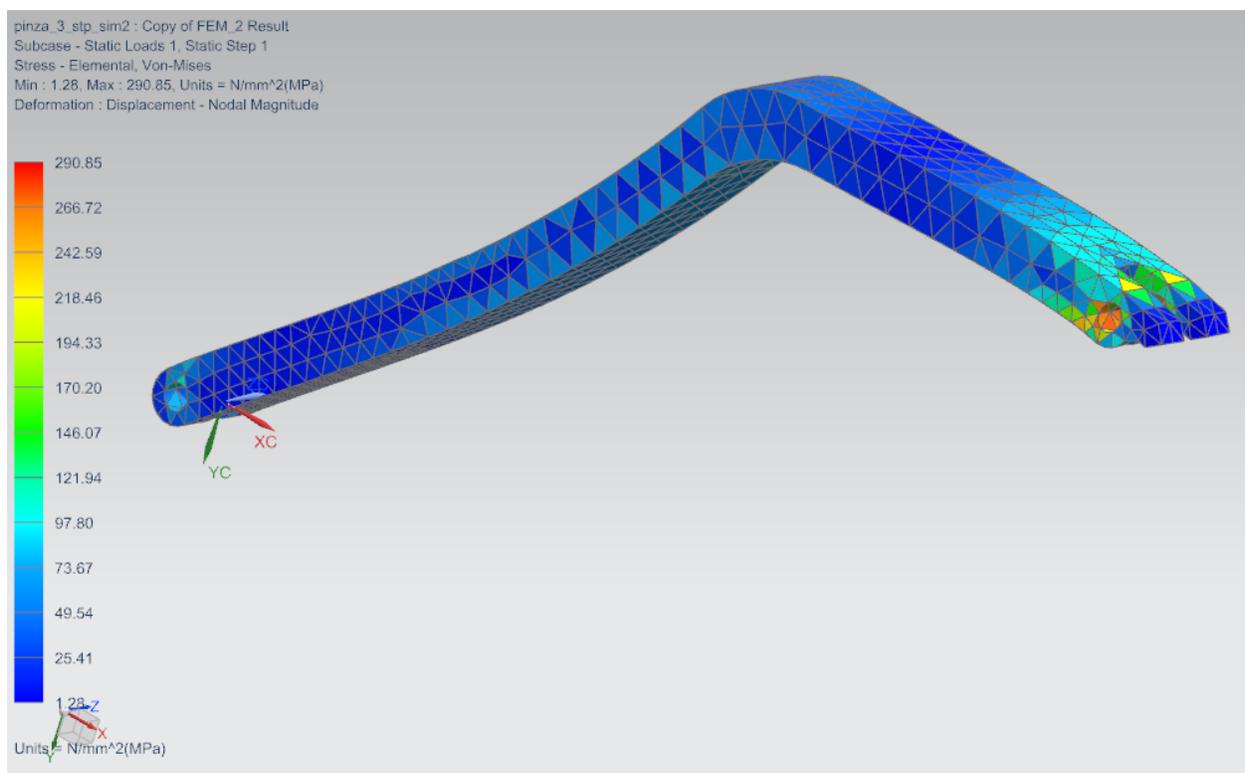


Figura 4.2- Tensiones de Von Mises resultantes del análisis.

Como se ve en la figura, las tensiones máximas alcanzan los 290MPa, ubicadas en el concentrador de tensiones que es el agujero. Las deflexiones de la pinza (que se ven graficadas en la siguiente figura), son menores a los 0.4mm por lo que están dentro de los parámetros aceptables. Nótese también que la forma que toma la pinza es coherente con el modelo de cargas aplicado.

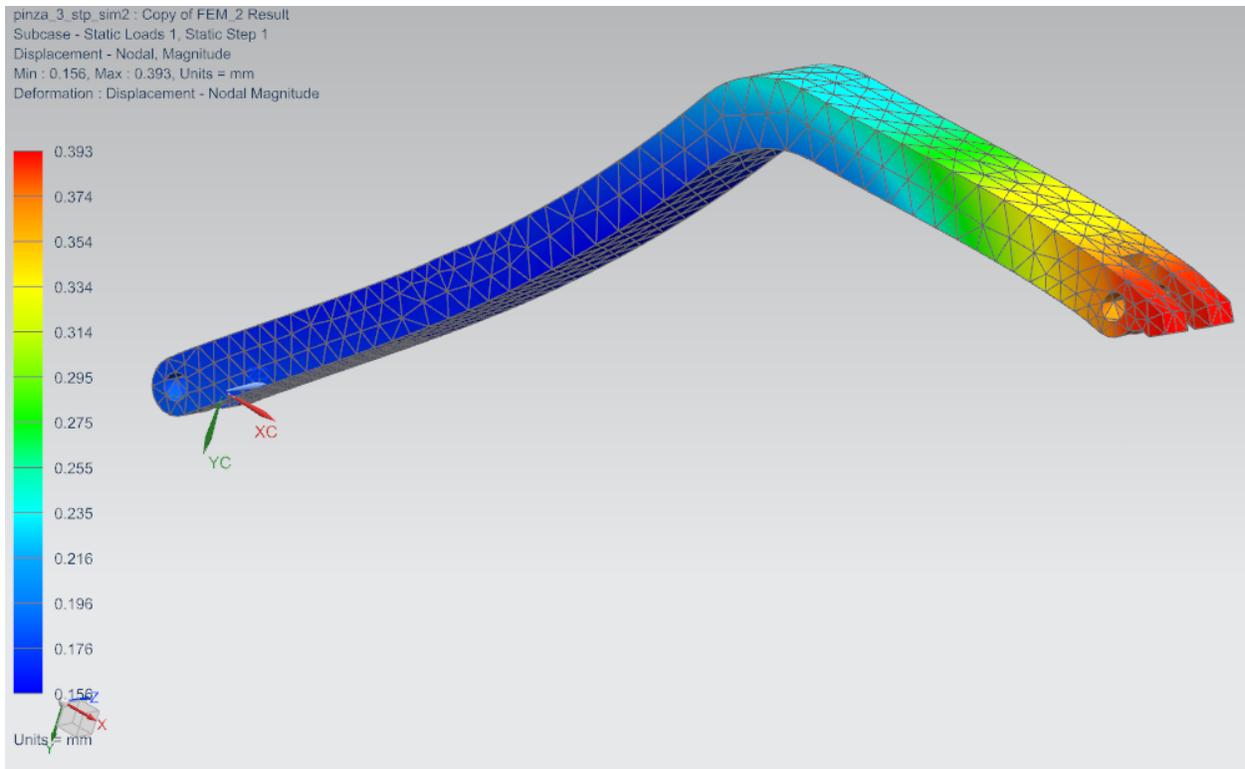


Figura 4.3- Desplazamientos nodales de la pinza.

Segundo análisis

Para mejorar el diseño, se decide aumentar la sección en los extremos de la pinza donde se encuentran los agujeros que generan la concentración de tensiones, con los respectivos radios de acuerdo para evitar la concentración de tensiones.

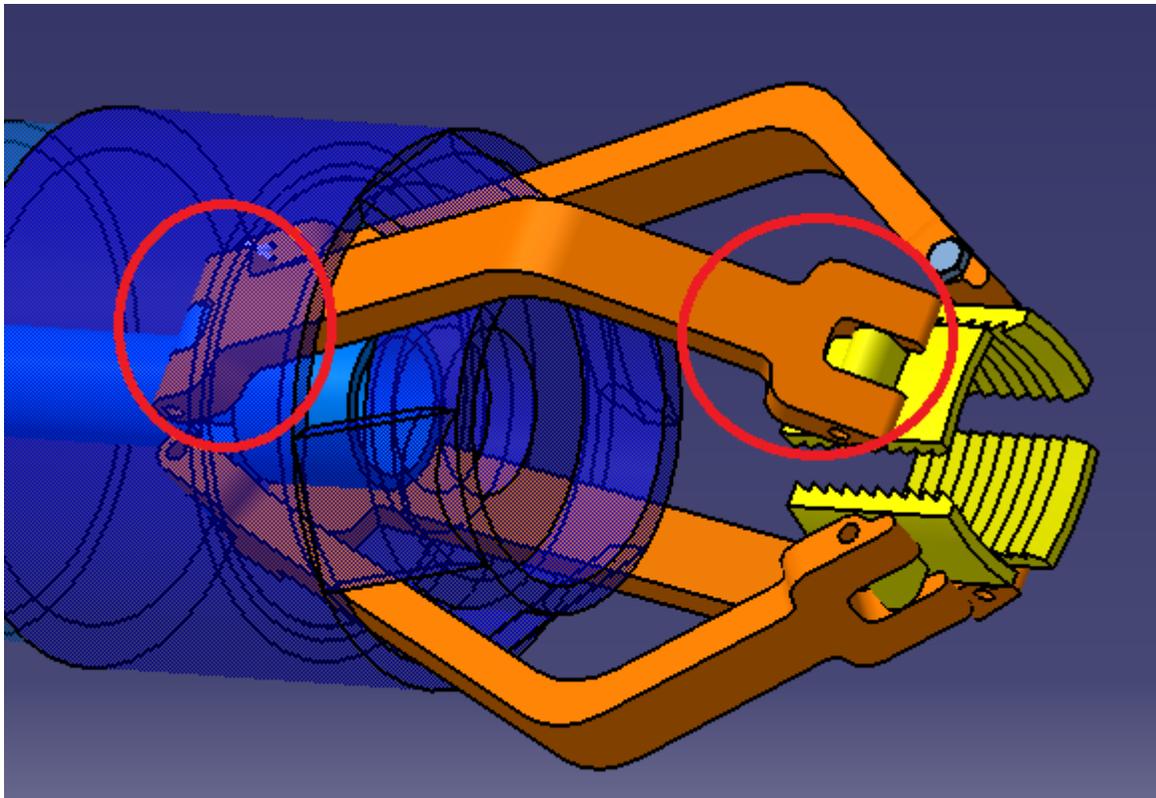


Figura 4.4- Segundo diseño de la pinza con ensanchamiento en las conexiones.

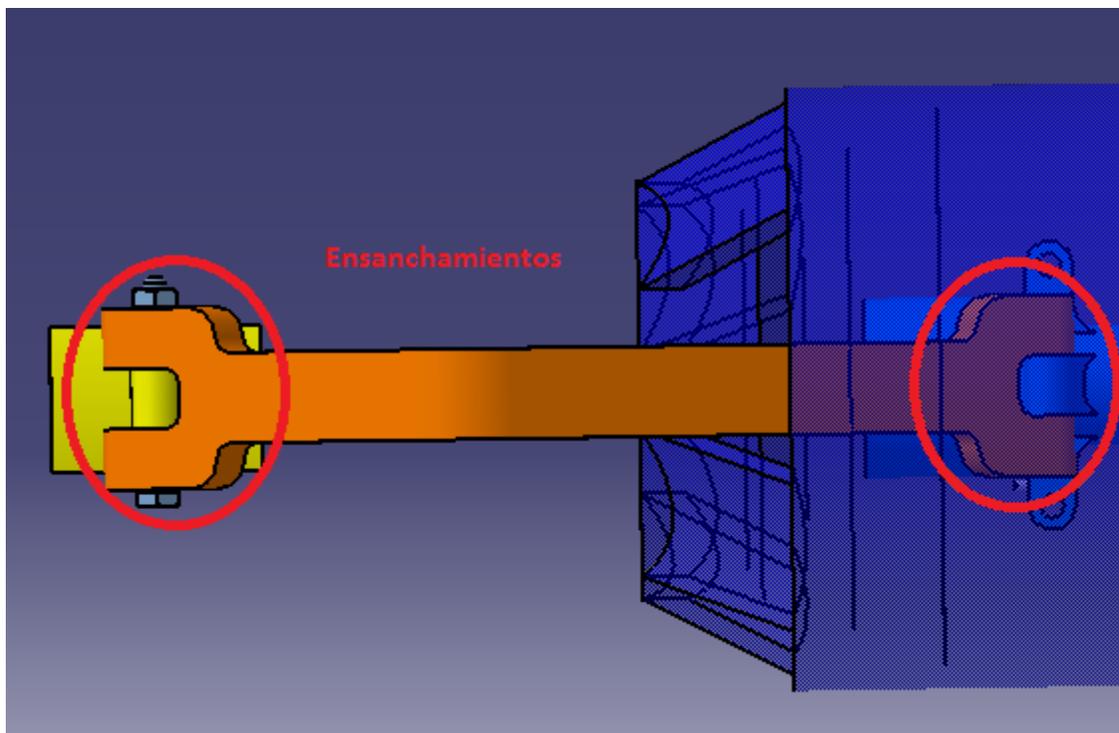


Figura 4.5- Vista superior del segundo diseño de pinza.

Se vuelve a aplicar el modelo de cargas y condiciones de borde a este diseño obteniendo resultados negativos también. Las tensiones de Von Mises alcanzadas fueron del orden de los 120MPa.

Diseño Final

Como las tensiones máximas se encuentran en el agujero de conexión con la zapata, se decide aumentar la sección en dirección vertical además de la horizontal. Asimismo, se opta por aumentar el diámetro de agujero a 6mm para disminuir el factor de concentración de tensión. El diseño resultante fue el siguiente:

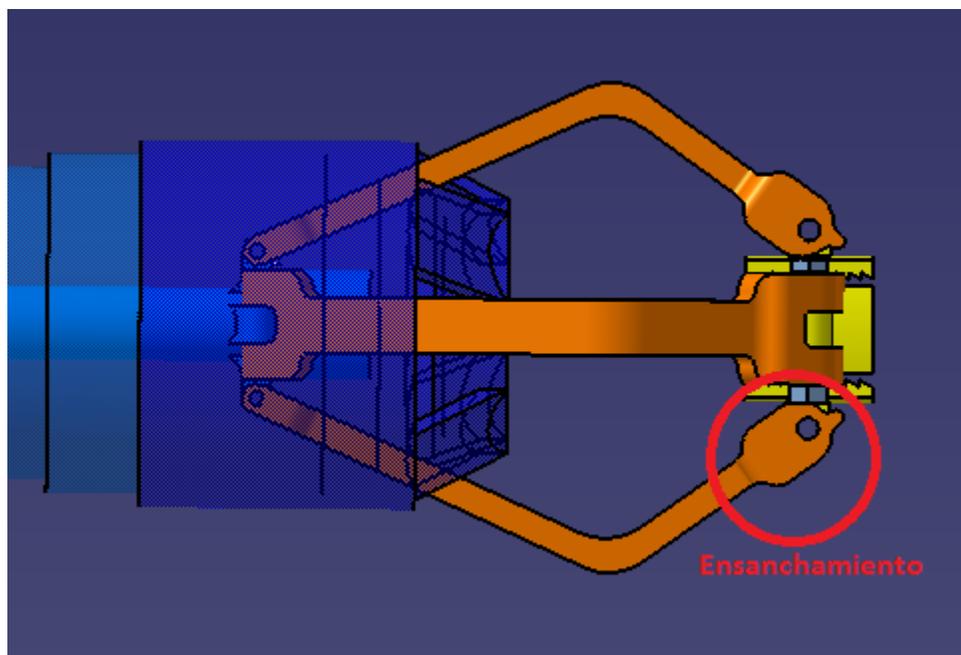


Figura 4.6- Último diseño de la pinza con ensanchamiento en la dirección restante (vertical en esta imagen).

Con estas modificaciones los resultados fueron sumamente diferentes debido al importante incremento de la sección por la que pasa el flujo de tensiones y gracias a la disminución de concentración de las mismas en el agujero. Los resultados fueron los siguientes:

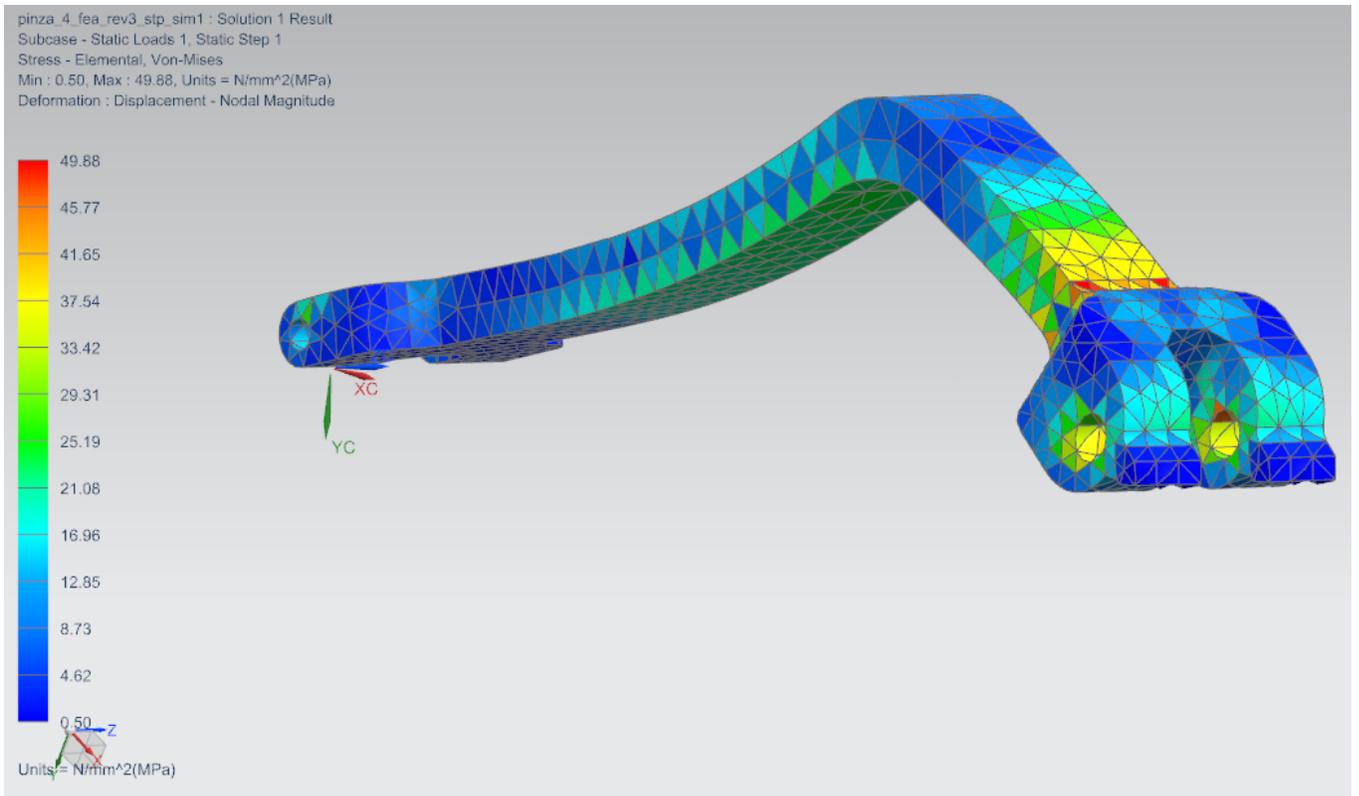


Figura 4.7- Tensiones de Von Mises elementales.

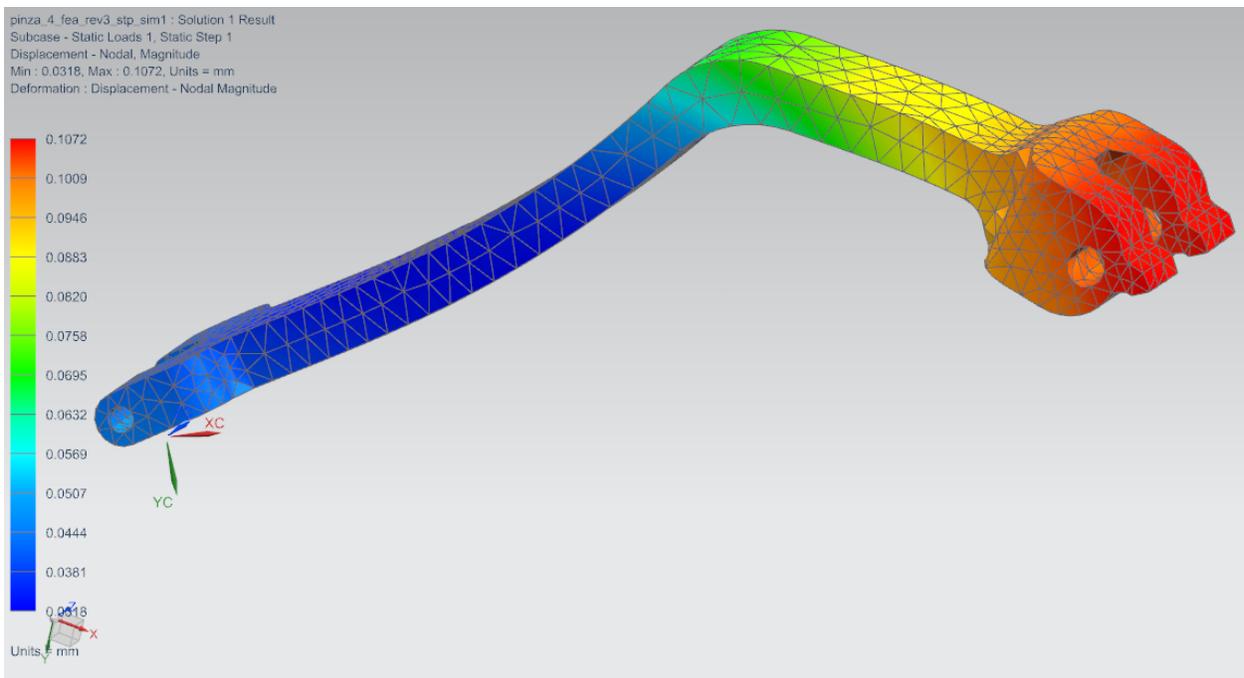


Figura 4.8- Desplazamientos nodales.

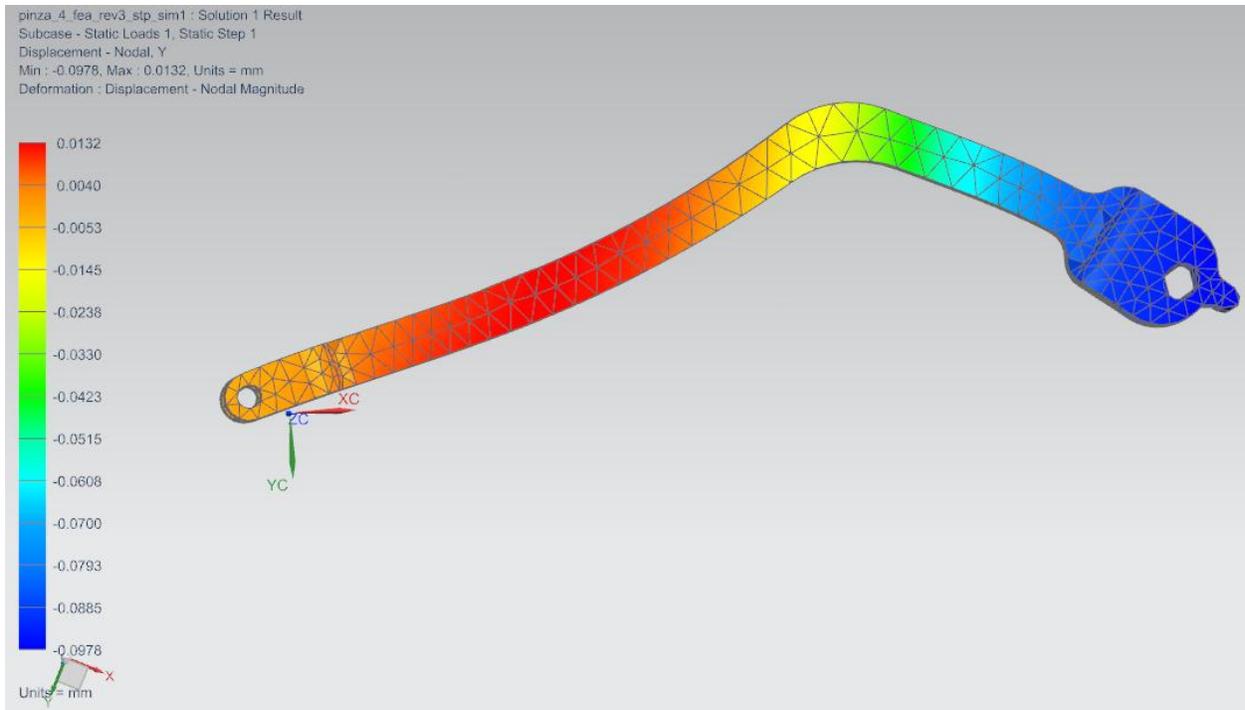


Figura 4.9- Desplazamientos nodales en la dirección YC.

En este caso, como puede observarse de las figuras 4.7 y 4.8, las tensiones máximas de Von Mises son de 49.88MPa y los desplazamientos máximos de 0.1mm. Dado que la tensión admisible era de 60MPa, se consideran aceptables los resultados.

En conclusión, la variación de tensiones máximas y desplazamientos máximos en los diseños son:

	Tensión máxima en agujero	Tensión Admisible	Aceptable
Diseño 1	291 MPa	50MPa	No
Diseño 2	120MPa		No
Diseño 3	50MPa		Sí

Conclusiones

Este trabajo fue la búsqueda de una solución a un problema específico en la industria siderúrgica dentro del sector de tratamientos térmicos. Se hizo un diseño de una herramienta innovadora en el sector, de la cual no hay referencias en la industria. Este diseño permitiría la correcta extracción de tubos de los hornos tanto de temple como de revenido, mejorando los tiempos y las condiciones de trabajo durante los eventos de carga amontonada y tubos torcidos. También conduciría a una mejora en la producción dado que no sería necesario apagar el horno para sacar tubos, sino que se podrían sacar rápidamente durante la operación habitual. En consecuencia, también mejorarían los índices de confiabilidad y disponibilidad de los hornos, ya que no habría tiempo de paradas.

Otra ventaja tiene que ver con el estudio y selección de los materiales correctos para el diseño de herramientas. Esto es extrapolable al resto de las herramientas de extracción utilizadas y a las barretas usadas para conducir los tubos dentro del horno. De esta manera, se aumentaría la vida útil de las mismas y los costos de mantenimiento del sector disminuirían. Como los aceros inoxidables austeníticos son peores conductores térmicos que los aceros al carbono (actualmente utilizados en las herramientas), también se mejorarían las condiciones de trabajo, disminuyendo la temperatura de las herramientas y las posibilidades de quemaduras por parte de los usuarios.

Sin embargo, al ser tan abarcativo el problema, se hizo imposible su completo diseño y quedan muchas tareas pendientes. En primer lugar, sería ideal realizar una simulación por elementos finitos del conjunto completo. Luego de rediseñar en función de los resultados, se debería proceder a la selección del accionamiento hidráulico de algún proveedor y al diseño del acoplamiento entre el cilindro hidráulico y el actuador. A continuación, se debería fabricar un primer prototipo para verificar el correcto funcionamiento y analizar posibles fallas que fueran surgiendo. El mismo podría hacerse de un material más económico en primera instancia para ahorrar costos. Luego, se deberían realizar las modificaciones correspondientes y proceder a la fabricación del conjunto definitivo con los materiales correctos.

Asimismo, faltaría desarrollar las prácticas operativas de cómo usar la herramienta para su funcionamiento óptimo y seguro por parte de los operadores.

Anexo

A1



Figura A1.1 – Exterior del horno: vista de ventana lateral derecha (con su respectiva baranda) y entrada al horno mediante vía de rodillos.



Figura A1.2 – Exterior del horno: vista de ventanas laterales central y derecha (con sus respectivas barandas); se pueden observar las barretas de uso habitual para conducción de tubos.

Zona de aplicación de dispositivo.



Figura A1.3 – Exterior del horno: ventanas laterales central e izquierda; en el extremo izquierdo se observa la salida del horno.



Figura A1.4 – Exterior del horno: vista completa desde pasarela ubicada sobre la vía de rodillos de entrada.



Figura A1.5 – Puerta de inspección abierta para mantenimiento del horno.



Figura A1.6 – Interior del horno.



Figura A1.7 – Vía de rodillos de salida vista dentro del horno. Se puede observar el tope neumático que controla la salida de la carga.



Figura A1.8 – Interior del horno: se pueden observar los quemadores de la primera cámara en la parte superior.



Figura A1.9 – Detalle de los soportes de barras móviles (primera) y barras fijas (segunda).



Figura A1.10 – Interior del horno visto solidario al eje longitudinal de los tubos. Se pueden observar las ventanas laterales en el fondo de la imagen.



Figura A1.11 – Vía de entrada y ventana lateral derecha vistas desde el interior.



Figura A1.12 – Tubos enredados como resultado de una carga amontonada de tubos torcidos. El evento



Figura A1.13 – Tubos torcidos dentro del horno (apagado). Evento de carga amontonada.



Figura A1.14 – Tubo torcido impidiendo la salida por la vía de rodillos.

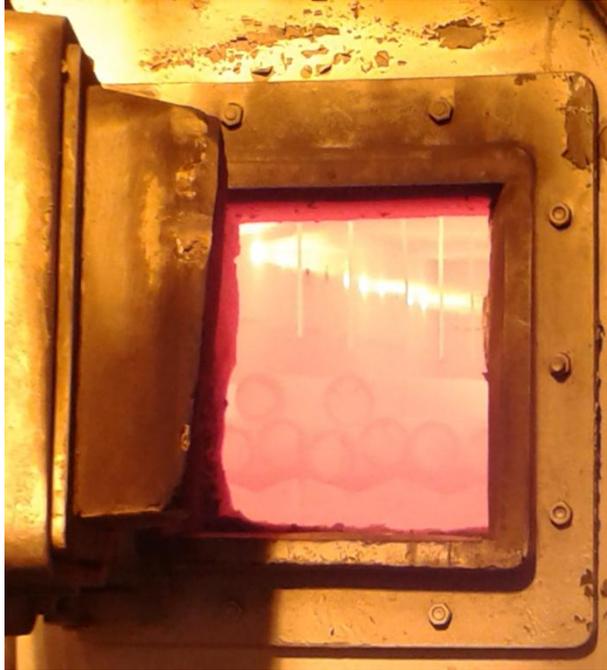


Figura A1.15 – Vista al interior del horno encendido desde ventana lateral. Nótese la carga amontonada.



Figura A1.16 – Tubos torcidos extraídos del horno y ubicados sobre el bancal de entrada.



Figura A1.17 – Barreta con extremo con forma de gancho para guiado.



Figura A1.8 – Extremo de barreta. Una de las geometrías más usadas en la práctica.



Figura A1.9 – Extremos de barretas de otras geometrías.

A2



Figura A2.3 – Bomba hidráulica manual.

A3

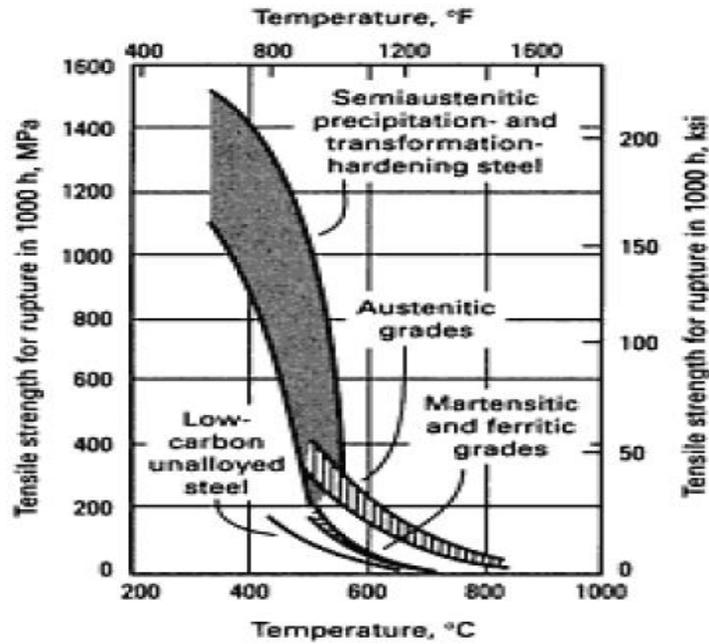


Figura A3.1 – Tensión de rotura en 1000 horas en función de temperatura para distintos tipos de aceros. Gráfico tomado de Ref. 2.

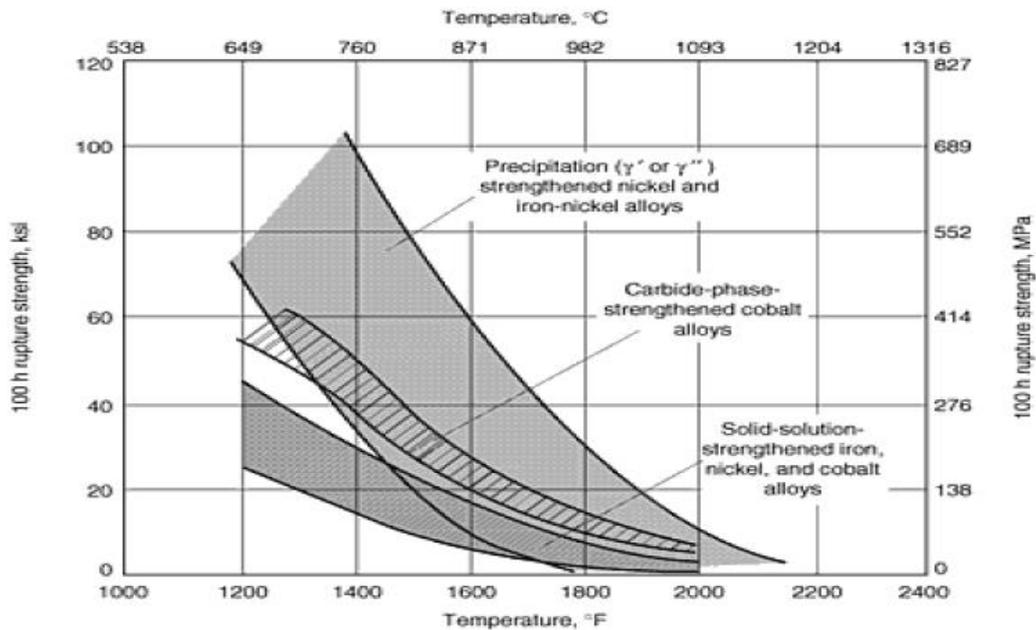


Figura A3.2 – Tensión de rotura en 100 horas en función de temperatura para superaleaciones.
Gráfico tomado de Ref. 2.

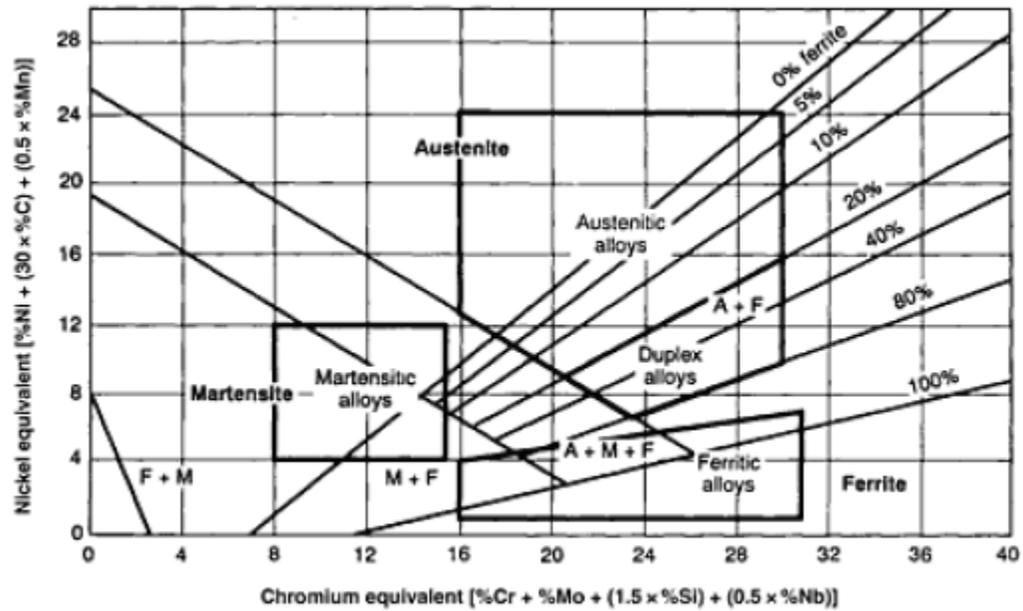


Figura A3.3 – Diagrama de composición de Shaeffler modificado para aceros inoxidables.
Composiciones de aceros inoxidables austeníticos, ferríticos y martensíticos. Figura tomada de Ref. 2 página 386.

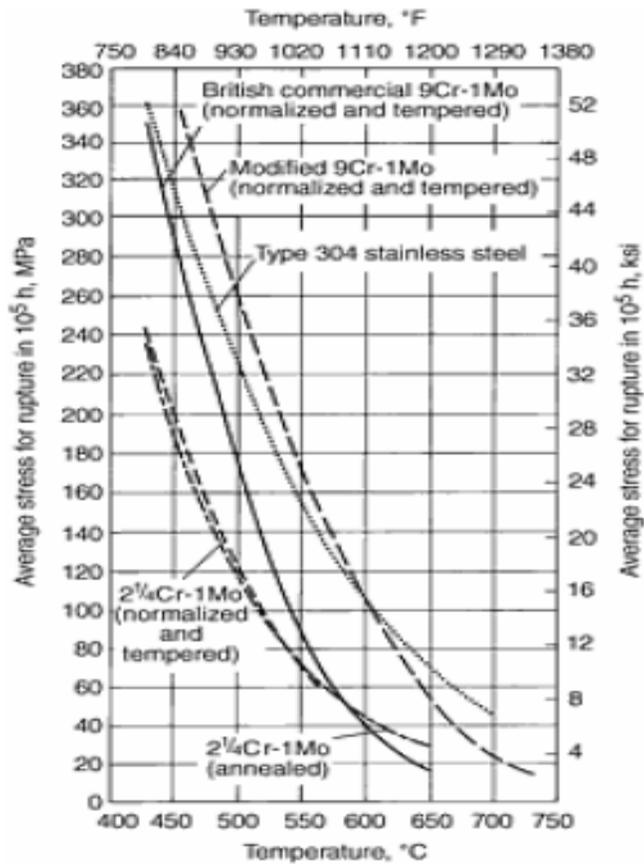


Figura A3.4 – Variación de la resistencia a la rotura por creep en 100.000h en función de temperatura. Figura tomada de Ref. 2 página 652.

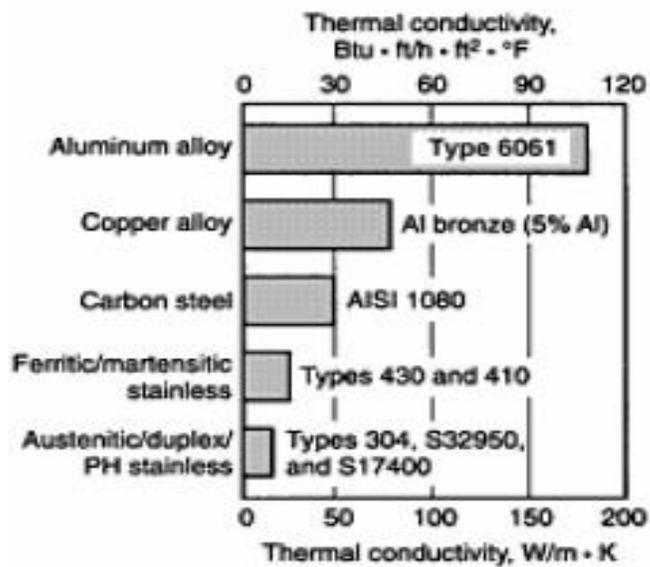


Figura A3.5 – Conductividad para diferentes metales. Figura tomada de Ref. 2 página 871.

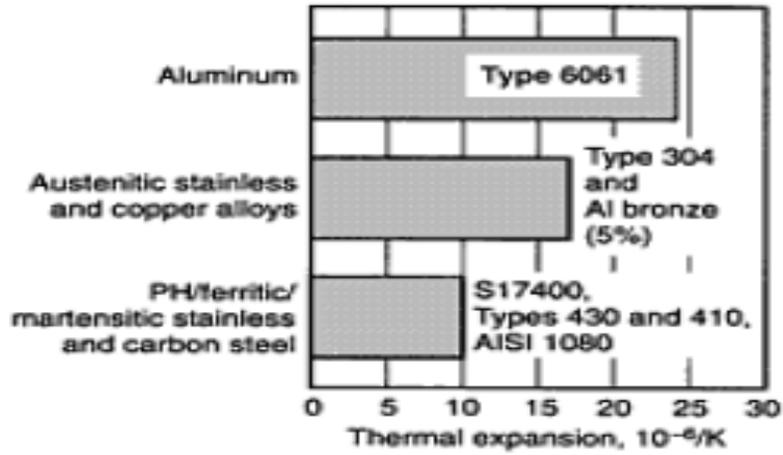


Figura A3.6 – Expansión térmica para diferentes metales. Figura tomada de Ref. 2 página 872.

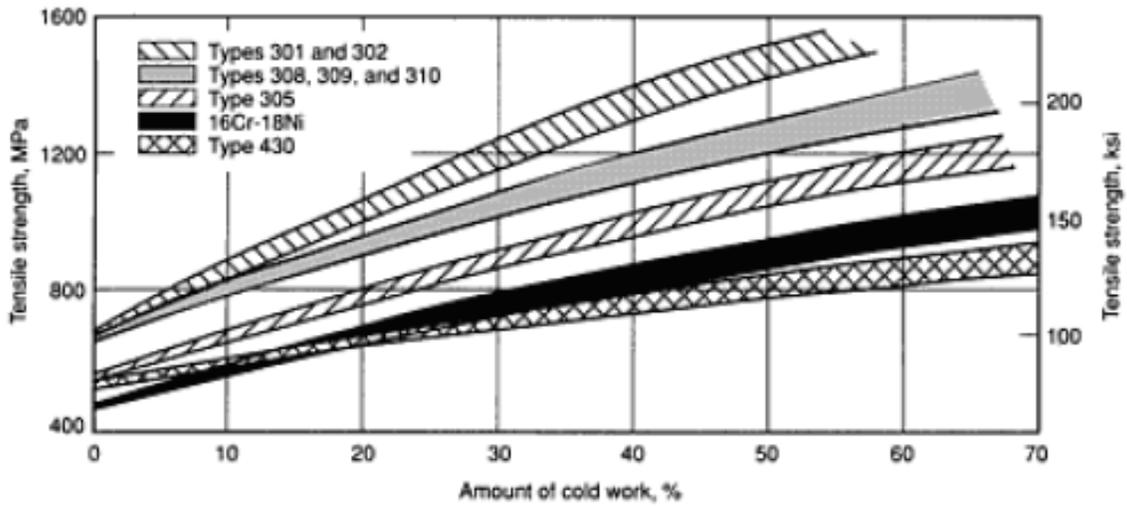


Figura A3.7 – Tensiones de fluencia para aceros inoxidables austeníticos en función del trabajo en frío. Figura tomada de Ref. 2 página 867.

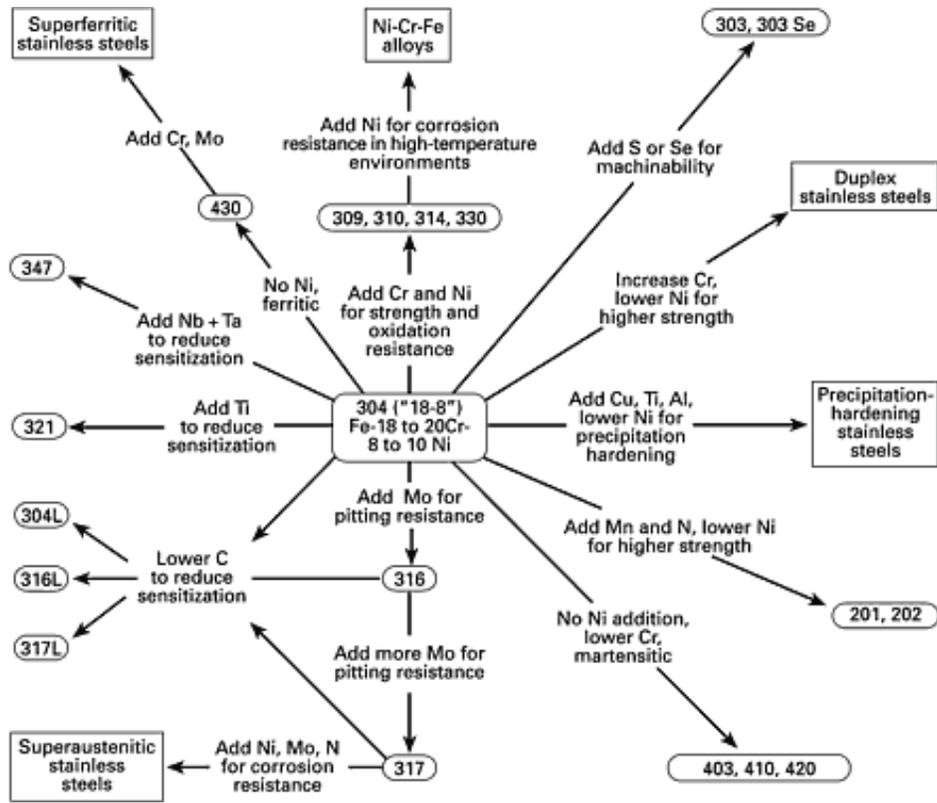


Figura A3.8 – Composiciones y características de las familias de aceros inoxidable. Figura tomada de Ref. 2 página 854.

Tabla A3.1 – Composiciones químicas de aceros inoxidables austeníticos estándar (AISI). Tabla tomada de Ref. 2 páginas 861-863.

UNS No.	Type/designation	Composition ^(a) , %							
		C	Mn	Si	Cr	Ni	P	S	Other
Standard (AISI) grades									
S20100	201	0.15	5.5-7.5	1.00	16.0-18.0	3.5-5.5	0.06	0.03	0.25 N
S20200	202	0.15	7.5-10.0	1.00	17.0-19.0	4.0-6.0	0.06	0.03	0.25 N
S20500	205	0.12-0.25	14.0-15.5	1.00	16.5-18.0	1.0-1.75	0.06	0.03	0.32-0.40 N
S30100	301	0.15	2.0	1.00	16.0-18.0	6.0-8.0	0.045	0.03	...
S30200	302	0.15	2.0	1.00	17.0-19.0	8.0-10.0	0.045	0.03	...
S30215	302B	0.15	2.0	2.0-3.0	17.0-19.0	8.0-10.0	0.045	0.03	...
S30300	303	0.15	2.0	1.00	17.0-19.0	8.0-10.0	0.20	0.15 min	0.6 Mo ^(b)
S30323	303Se	0.15	2.0	1.00	17.0-19.0	8.0-10.0	0.20	0.06	0.15 min Se
S30400	304	0.08	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-10.5	0.045	0.03	...
S30409	304H	0.04-0.10	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-10.5	0.045	0.03	...

S30403	304L	0.03	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-12.0	0.045	0.03	...
S30453	304LN	0.03	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-12.0	0.045	0.03	0.10-0.16 N
S30430	302Cu	0.08	2.0	1.00	17.0-19.0	8.0-10.0	0.045	0.03	3.0-4.0 Cu
S30451	304N	0.08	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-10.5	0.045	0.03	0.10-0.16 N
S30500	305	0.12	2.0	1.00	17.0-19.0	10.5-13.0	0.045	0.03	...
S30800	308	0.08	2.0	1.00	19.0-21.0	10.0-12.0	0.045	0.03	...
S30900	309	0.20	2.0	1.00	22.0-24.0	12.0-15.0	0.045	0.03	...
S30908	309S	0.08	2.0	1.00	22.0-24.0	12.0-15.0	0.045	0.03	...
S31000	310	0.25	2.0	1.50	24.0-26.0	19.0-22.0	0.045	0.03	...
S31008	310S	0.08	2.0	1.50	24.0-26.0	19.0-22.0	0.045	0.03	...
S31400	314	0.25	2.0	1.5-3.0	23.0-26.0	19.0-22.0	0.045	0.03	...
S31600	316	0.08	2.0	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	0.045	0.03	2.0-3.0 Mo
S31620	316F	0.08	2.0	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	0.20	0.10 min	1.75-2.5 Mo
S31609	316H	0.04-0.10	2.0	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	0.045	0.03	2.0-3.0 Mo
S31603	316L	0.03	2.0	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	0.045	0.03	2.0-3.0 Mo
S31653	316LN	0.03	2.0	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	0.045	0.03	2.0-3.0 Mo; 0.10-0.16 N

S31651	316N	0.08	2.0	1.00	16.0-18.0	10.0-14.0	0.045	0.03	2.0-3.0 Mo, 0.10-0.16 N
S31700	317	0.08	2.0	1.00	18.0-20.0	11.0-15.0	0.045	0.03	3.0-4.0 Mo
S31703	317L	0.03	2.0	1.00	18.0-20.0	11.0-15.0	0.045	0.03	3.0-4.0 Mo
S32100	321	0.08	2.0	1.00	17.0-19.0	9.0-12.0	0.045	0.03	5 × %C min Ti
S32109	321H	0.04-0.10	2.0	1.00	17.0-19.0	9.0-12.0	0.045	0.03	5 × %C min Ti
N08330	330	0.08	2.0	0.75-1.5	17.0-20.0	34.0-37.0	0.04	0.03	...
S34700	347	0.08	2.0	1.00	17.0-19.0	9.0-13.0	0.045	0.03	10 × %C min Nb
S34709	347H	0.04-0.10	2.0	1.00	17.0-19.0	9.0-13.0	0.045	0.03	8 × %C min, 1.0 max Nb
S34800	348	0.08	2.0	1.00	17.0-19.0	9.0-13.0	0.045	0.03	0.2 Co, 10 × %C min Nb, 0.10 Ta
S34809	348H	0.04-0.10	2.0	1.00	17.0-19.0	9.0-13.0	0.045	0.03	0.2 Co, 10 × %C min, 1.0 max Nb, 0.10 Ta
S38400	384	0.08	2.0	1.00	15.0-17.0	17.0-19.0	0.045	0.03	...

Tabla A3.2 – Propiedades mecánicas para aceros austeníticos a temperatura ambiente. Tabla tomada de Ref. 2 páginas 872.

UNS No.	Common designation	Tensile strength		Yield strength ^(a)		Elongation, %	Reduction, in area, %	Hardness (max), HRB
		MPa	ksi	MPa	ksi			
Annealed austenitic stainless steels								
S30400	304	515	75	205	30	40	...	88
S30403	304L	480	70	170	25	40	...	88
S30451	304N	550	80	240	35	30
S31651	316N	550	80	240	35	30
S30500	305	480	70	170	25	40	...	88
S30900	308	515	75	205	30	40	...	88
S32100	321	515	75	205	30	40	...	88
S34700	347	515	75	205	30	40	...	88
S30451	304N	550	80	240	35	30	...	88
S30452	304HN	620	90	345	50	30	...	100

Bibliografía

- 1. M.F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*, Pergamon Press, 1992.
- 2. ASM International Handbook Committee, *ASM Metals Handbook Desk Edition*, 1998.
- 3. Frank Kreith / Raj M. Manglik / Mark S. Bohn, *Principles of Heat Transfer*, Cengage Learning, 2011.
- 4. James M. Gere, *Mecánica de materiales*, Thomson Learning Inc., 2013.
- 5. Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, Robert J. Witt, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, John Wiley & Sons Inc., 2002.