

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL EQUIPO DE EXTRUSIÓN

3.1 Diseño mecánico

3.1.1 Cálculo de presiones

Condiciones diseño:

Presión Máxima de extrusión:

Debido a que el proyecto pretende usar la prensa disponible en el laboratorio de Maquinas-Herramientas, la cual tiene una capacidad máxima de 40 ton. Es decir los cálculos para la extrusión deben estar dentro de este rango.

Dimensiones:

Las dimensiones del sistema de extrusión, serán las mínimas posible, ya que la propuesta es desarrollar una micro extrusora, capaz de operar con la aleación cobre 70% zinc 30%

Peso Máximo del sistema:

El peso del sistema, es de libre elección, debido a que se buscará los materiales más idóneos para el diseño.

Geometría:

Es diseño es el que define la geometría, además de la estética del equipo.

Condiciones ambientales:

Es un equipo versátil, para el trabajo en laboratorio de cualquier ciudad del país, que conste con la prensa que esté dentro del rango requerido.

Tipo de extrusión:

Se hace el diseño, basado en la teoría de la extrusión directa, en caliente para el latón Cu 70%, Zn 30%. Y en frío para el estaño y plomo.

Precálculos para las presiones:

Relación de extrusión:

La relación de extrusión nos indica, los límites de reducción que debemos considerar para el diseño del equipo, estos son recomendados, en la teoría y practica.

$2,7 < r_x \leq 10$, Esto traducido a porcentaje, es que la reducción no debe sobrepasar 63% para extrusión en frío, o puede ser mayor, si la extrusión se realiza en caliente.

$r_1 := 4.5 \text{ mm}$ Radio inicial del tocho, radio interno de la camisa

$r_f := 1.5875 \text{ mm}$ Radio final tocho, radio del alambre

$A_1 := \pi \cdot r_1^2$ Área sección transversal inicial del tocho

$A_1 = 63.617 \text{ mm}^2$

$$A_f := \pi \cdot r_f^2$$

$$A_f = 7.917 \text{ mm}^2 \quad \text{Área sección transversal del alambre}$$

$$r_x := \frac{A_1}{A_f}$$

$$r_x = 8.035 \quad \text{Relación extrusión. Cumple la condición de ser mayor a 2.7 y menor a 10 para que la reducción máxima sea mayor a 63\%}$$

Porcentaje de reducción

$$D_1 := 2 \cdot r_1$$

$$D_f := 2 \cdot r_f$$

$$D_1 = 9 \text{ mm} \quad \text{Diámetro inicial tocho}$$

$$D_f = 3.175 \text{ mm} \quad \text{Diámetro alambre}$$

$$\frac{D_f^2}{D_1^2} = 0.124 \quad r_s := 1 - \frac{D_f^2}{D_1^2}$$

$$r_s = 0.876 \quad \text{Porcentaje de extrusión}$$

La reducción es mayor al 0,63. ya que se hará un diseño para extrusión en caliente

Presión extrusión en frío.

Aunque previamente se decidió hacer una extrusión en caliente, es importante realizar éstos cálculos, debido a que nunca podemos estar seguros de que el operario no olvide de calentar el material a extruir y la presión requerida pueda dañar al equipo, por lo que nosotros como ingenieros, brindaremos un factor

adicional para garantizar la vida útil del equipo y reducir los riesgos de accidentes para el operario.

Calculo presión extrusión en frío.

Datos:

Material: Latón 70% Cu 30% Zn

Límite de fluencia: 15 ksi

Longitud inicial: 100 mm

Límite de tracción: 55 ksi

Radio Inicial: 9mm

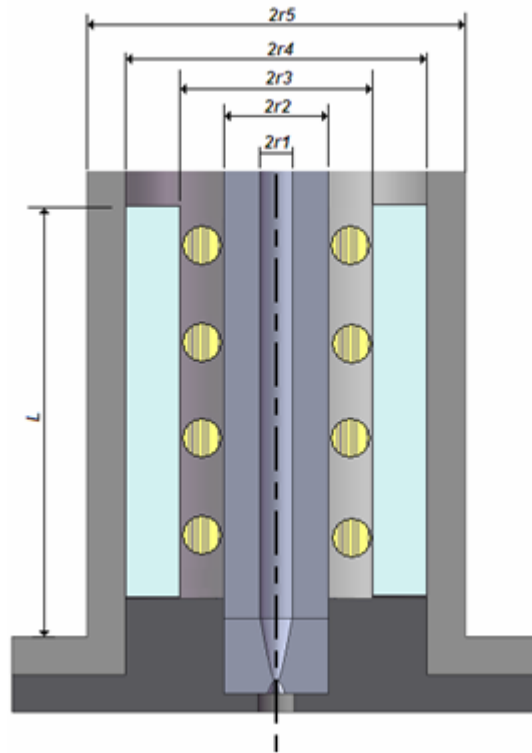


Figura 3.1 Esquema radios importantes en la extrusoras

Extrusión en Frío

$L_0 := 100\text{ mm}$ Longitud del tocho

$D_1 = 9\text{ mm}$

$Y_f = 1.034 \times 10^8\text{ Pa}$ $Y_f = 15\text{ ksi}$

$$\epsilon_x := \ln(r_x)$$

$$\epsilon_x = 2.084 \quad \text{Deformación ideal}$$

Los valores a y b son las constantes de Johnson, son datos empíricos de dicho autor, que sirven para determinar la deformación real, incluyendo el rozamiento.

$$a := 0.8$$

$$b := 1.2$$

$$\epsilon_{xf} := a + b \cdot \epsilon_x$$

$$\epsilon_{xf} = 3.301 \quad \text{Deformación unitaria real}$$

$$p_f := Y_f \cdot \left(\epsilon_{xf} + \frac{L}{D_1} \right)$$

$$p_f = 216.176 \text{ksi}$$

$$p_f = 1.49 \times 10^3 \cdot \text{MPa} \quad \text{Presión de extrusión en frío}$$

$$F_{ef} := p_f \cdot A_1$$

$$F_{ef} = 94.82 \text{kN}$$

$$F_{ef} = 10.658 \text{tonf} \quad \text{Fuerza de extrusión}$$

Cálculos presión extrusión en Caliente Latón.

La extrusión en caliente considera la una constante de extrusión k, ésta depende del material y la temperatura a la que se va a extruir.

T. extrusión.: 600 C

Límite de fluencia: 15 ksi
Límite de tracción: 55 ksi

Longitud inicial: 100 mm
Radio Inicial: 9mm

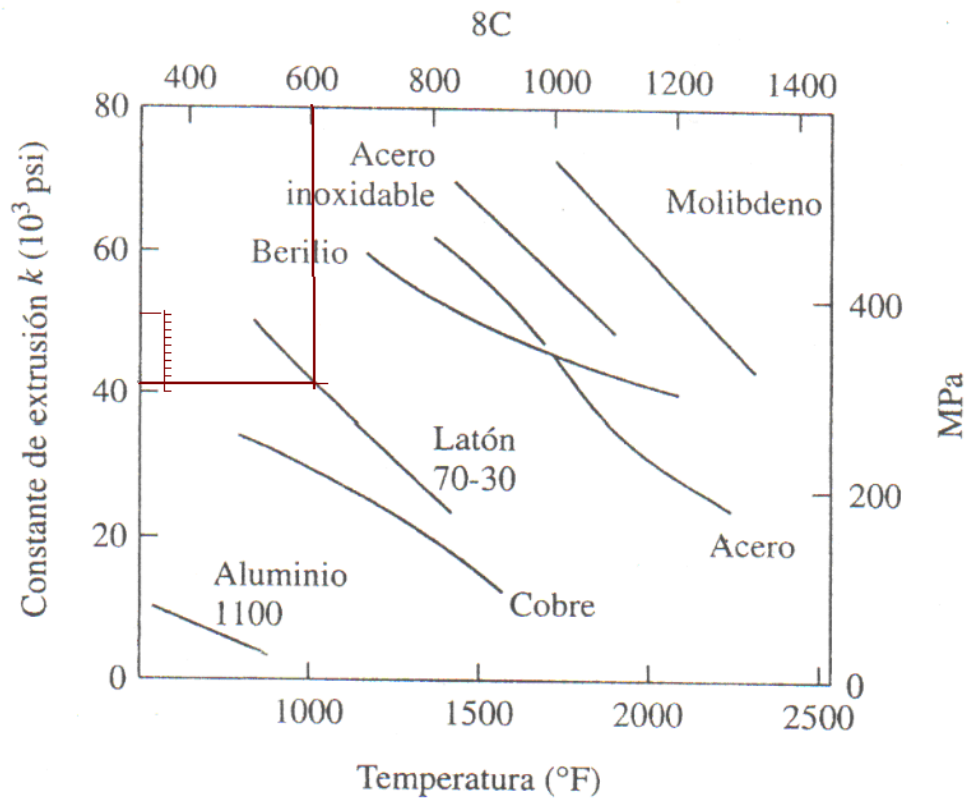


Figura 3.2 Constante de extrusión Vs. Temperatura

$$k := 41 \cdot \text{ksi} \quad k = 282.685 \text{MPa}$$

$$Fec := A1 \cdot k \cdot \ln\left(\frac{A1}{Af}\right)$$

$$Fec = 37.475 \text{kN}$$

$$Fec = 8.425 \times 10^3 \cdot \text{lbf}$$

$$Fec = 4.212 \text{tonf} \quad \text{Fuerza de extrusión en caliente}$$

$$p_{ec} := \frac{F_{ec}}{A_1}$$

$$p_{ec} = 589.069 \text{ MPa} \quad \text{Presión de extrusión en caliente}$$

Cálculo de la presión de extrusión para materiales de prueba.

Ya que el equipo de extrusión ha sido diseñado para trabajo con aleación Cu 70 – Zn 30, es posible usar otro tipo de materiales, siempre que el límite de fluencia este por debajo de la fluencia del material de diseño. La extrusión de otros materiales ayudará a los estudiantes de ingeniería mecánica, visualizar éste proceso cuando sea requerido para fortalecer sus conocimientos sobre la extrusión.

Material:	Estaño		
Límite de fluencia:	4,5 ksi	Longitud inicial:	100 mm
Límite de tracción:	23 ksi	Radio Inicial:	9mm
Tipo extrusión:	Frío - Directa		

$$L := 100 \text{ mm}$$

$$D_1 = 9 \text{ mm}$$

$$Y_f = 3.11 \times 10^7 \text{ Pa} \quad Y_f = 4.51 \text{ ksi}$$

$$a := 0.8$$

$$b := 1.2$$

$$\epsilon_{xf} := a + b \cdot \epsilon_x$$

$$\epsilon_{xf} = 3.301$$

$$p_f := Y_f \left(\epsilon_{xf} + \frac{L}{D_1} \right)$$

$$p_f = 448.137 \text{ MPa}$$

$p_f = 64.997 \text{ ksi}$ Presión extrusión en frío, Sn

$$F_{ef} := p_f \cdot A_1$$

$$F_{ef} = 28.509 \text{ kN}$$

$F_{ef} = 3.205 \text{ tonf}$ Fuerza extrusión en frío, Sn

Material: Estaño

Límite de fluencia: 4 ksi **Longitud inicial:** 100 mm

Límite de tracción: 20 ksi **Radio Inicial:** 9mm

Tipo extrusión: Frío - Directa

$$L := 100 \text{ mm}$$

$$D_1 = 9 \text{ mm}$$

$$Y_f := 3.98 \text{ ksi}$$

$$a := 0.8$$

$$b := 1.2$$

$$\epsilon_{xf} := a + b \cdot \epsilon_x$$

$$\epsilon_{xf} = 3.301$$

$$p_f := Y_f \cdot \left(\epsilon_{xf} + \frac{L}{D_1} \right)$$

$$p_f = 395.474 \text{ MPa}$$

$p_f = 57.359 \text{ ksi}$ Presión extrusión en frío, Pb

$$F_{ef} := p_f \cdot A_1$$

$$F_{ef} = 25.159 \text{ kN}$$

$F_{ef} = 2.828 \text{ tonf}$ Fuerza extrusión en frío, Pb

Tabla 3.1 Resumen de cálculos teóricos

Material:	Tipo Extrusión	Presión extrusión	Fuerza Extrusión
Latón	frío directa	1490 MPa	10.66 T
Latón	caliente directa	589 MPa	4.2 T
Estaño	frío directa	448 MPa	3.2 T
Plomo	frío directa	395 MPa	2.83 T

3.1.2 Alternativas de diseño

Se estudiaron algunas alternativas geométricas para la extrusora, para efecto de entendimiento, llamamos matriz al conjunto formado por portadazo (tapa inferior, dado y contenedor). A continuación indicamos las geometrías más opcionadas.

a. Matriz cilíndrica simple con carcasa cilíndrica

El contenedor del dado es de sección circular, junto con la tapa inferior, lo que lleva a una carcasa cilíndrica. Las ventajas de esta forma geométrica principalmente es que evitamos soldadura en el contenedor, obteniendo una extrusora mas estética, y sin factores que reduzcan la resistencia de la misma. Además en el mercado se puede encontrar tubería de las dimensiones necesarias para el mecanizado de la carcasa. Una desventaja es que las tapas deben ser obtenidas de una barra cilíndrica, lo que provoca un desperdicio de material al tornearse.

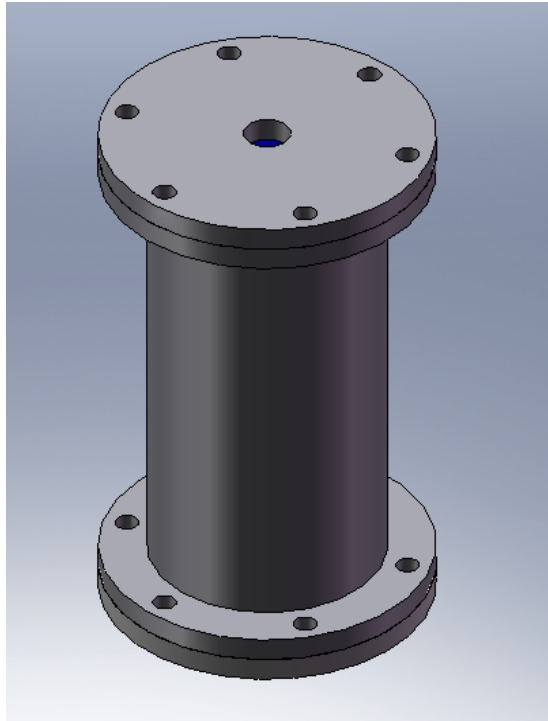


Figura 3.3 Carcasa cilíndrica con dado simple

b. Matriz cilíndrica simple con carcasa prismática

La diferencia con la figura 3.3, es principalmente la tapa inferior (porta dado), la cual es cuadrada, por lo que desemboca en una carcasa cuadrada, para conformado de esta carcasa se necesita de soldadura de todos los lados de la caja, la desventaja de este tipo de geometría es el trabajo para la preparación de las placas que se van a soldar, y la disminución de las propiedades de las placas que se da por motivo de la temperatura al soldar.

Ya que las tapas son cuadradas, el material es mas optimizadp, y existe menos desperdicio, pero también existe mas soldadura, el tiempo de fabricación es mayor.

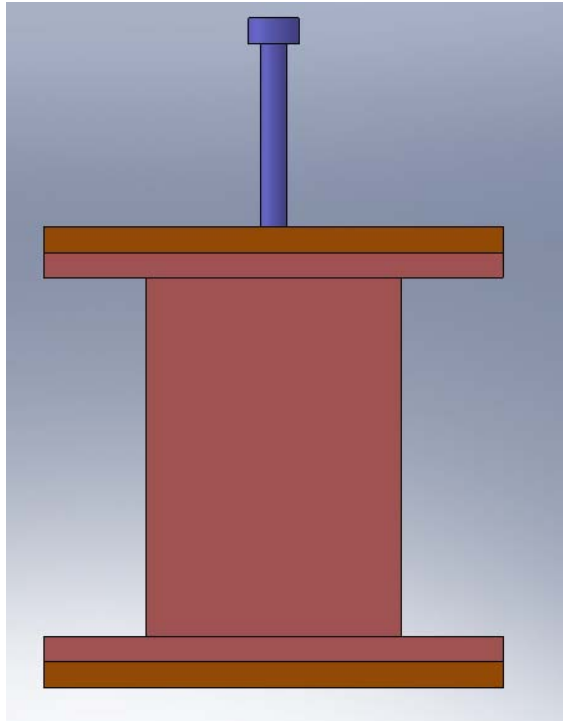


Figura 3.4 Matriz cilíndrica simple con carcasa prismática

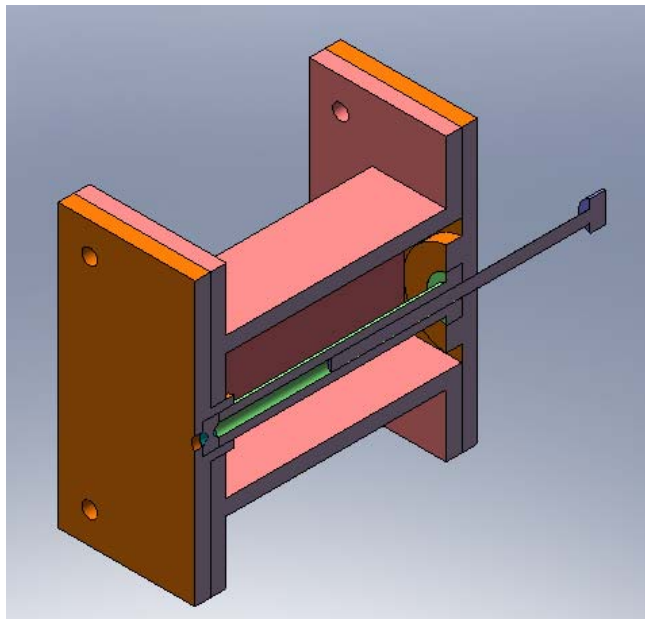


Figura 3.5 Corte en la isometría de la figura 3.4

c. Matriz cilíndrica de doble dado con carcasa cilíndrica

Se propone un proceso de extrusión en dos pasadas del punzón, reduciendo la sección inicial utilizando la relación de máxima reducción estudiada en la pág. 42 a una sección transversal que luego sería reducida al diámetro requerido del alambre de 1/8 pulg.

Con esta alternativa se puede lograr un proceso que requiera menor fuerza aplicada para cada pasada.

Los inconvenientes de este diseño propuesto es el tiempo que tomaría hacer un cambio de punzón a la mitad del proceso, y el costo al realizar dos dados de extrusión. El tamaño del equipo, aumentaría considerablemente, por lo que ya no sería un micro extrusor.

DISEÑO COMPUTACIONAL

Matriz cilíndrica simple con carcasa cilíndrica

El equipo se realizó basado en esta opción, debido principalmente, a que se limita las zonas de soldadura, lo que encarecería la construcción, como es el caso de la carcasa prismática.

Para la modelación se usa el paquete SolidWorks, y la herramienta CosmosWorks, para la simulación del análisis estático

MODELACIÓN TRIDIMENSIONAL DE LOS COMPONENTES DE LA EXTRUSORA

El paquete computacional SolidWorks, es un software apto para este tipo de diseños, ya que nos permite una simulación aproximada a la realidad.

Luego de haber analizado las diferentes opciones geométricas, se resolvió usar una carcasa cilíndrica con matriz simple, debido a la facilidad de construcción, costo beneficio y estética.

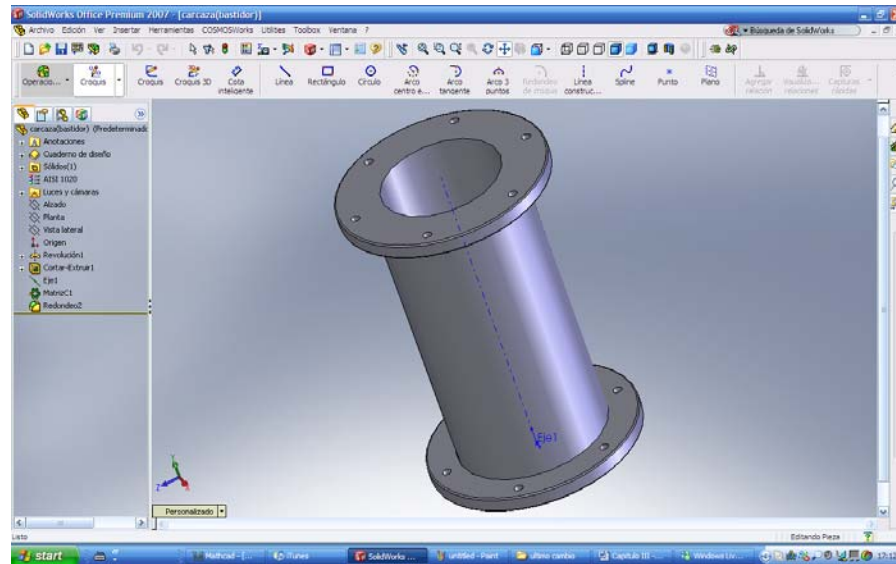


Figura 3.6 Carcasa

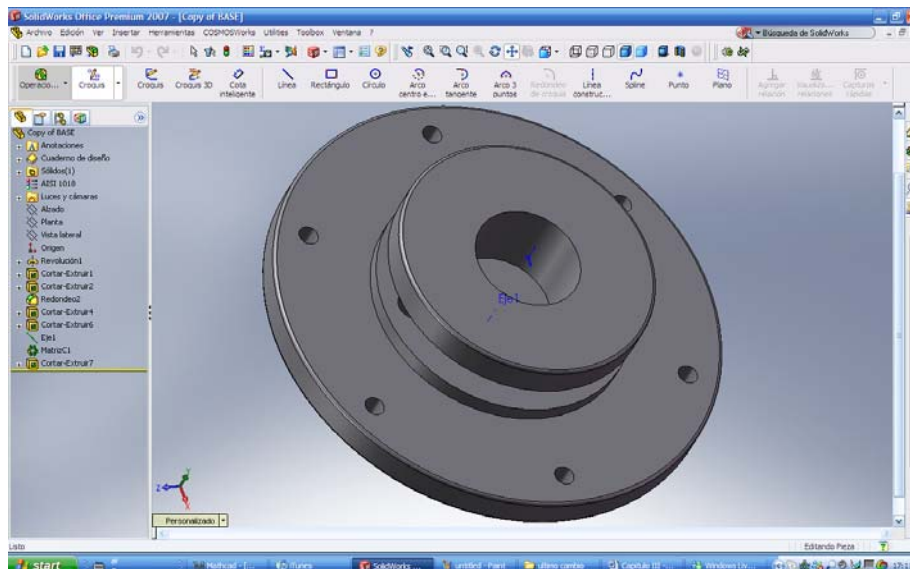


Figura 3.7 Porta-dado (tapa inferior)

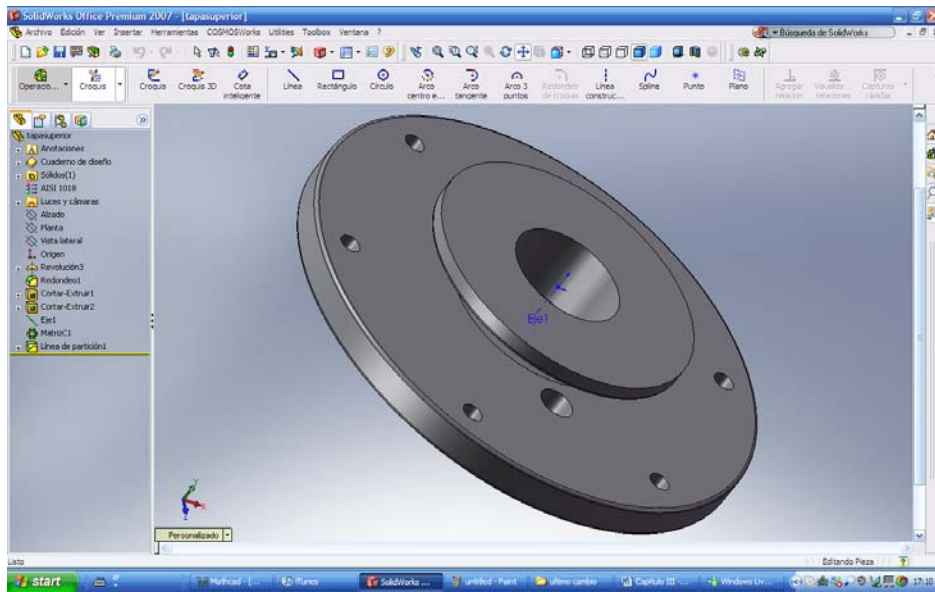


Figura 3.8 Tapa superior

Para lograr la figura de las tapas, se procedió a dibujar las piezas en una vista frontal a manera de corte, con el fin de realizar una revolución.

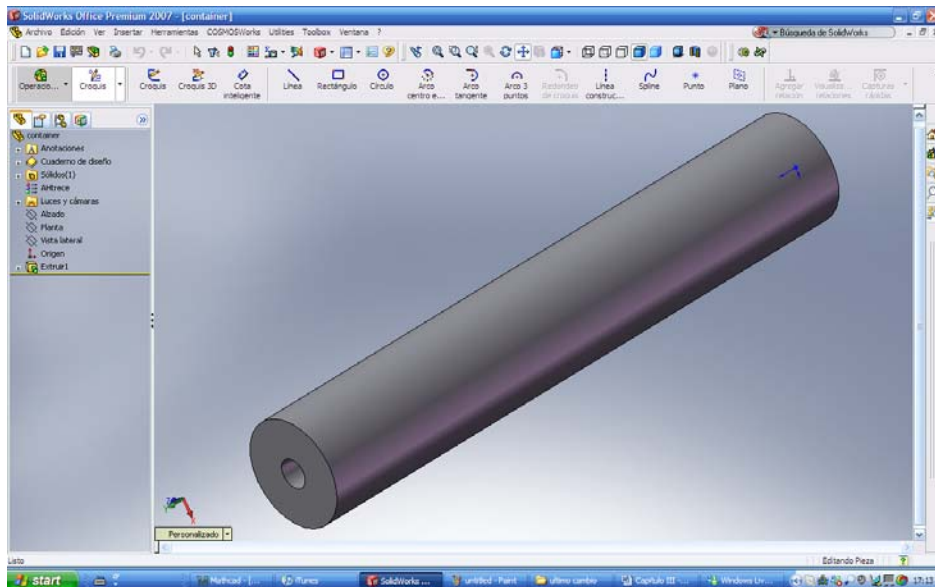


Figura 3.9 Contenedor (camisa)

El dado, es la pieza principal de la extrusora, es la que reduce el área del tocho que se va a extruir, para dibujar ésta parte nos basamos en las diferentes recomendaciones de las publicaciones, libros y experiencias de gente que ha trabajado con éste tipo de equipos.

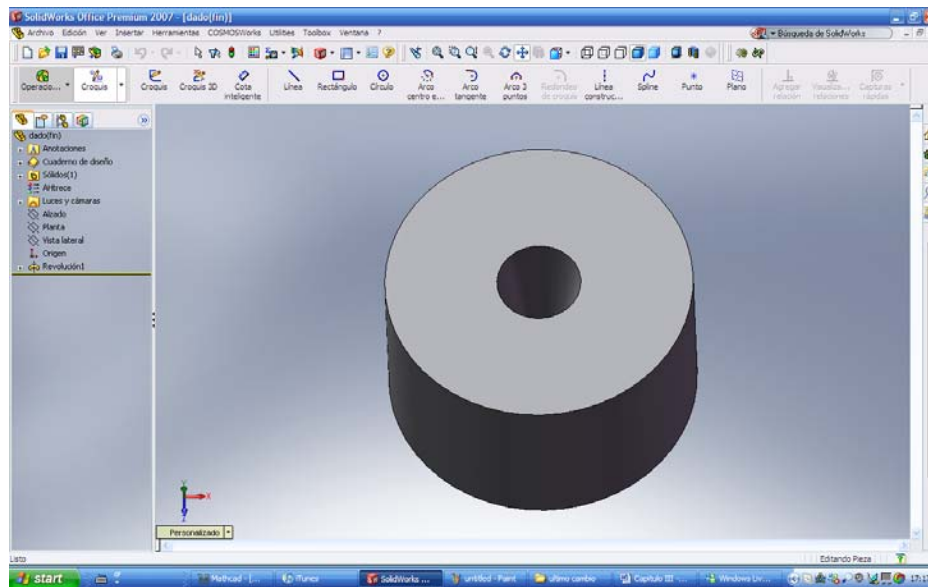


Figura 3.10 Dado

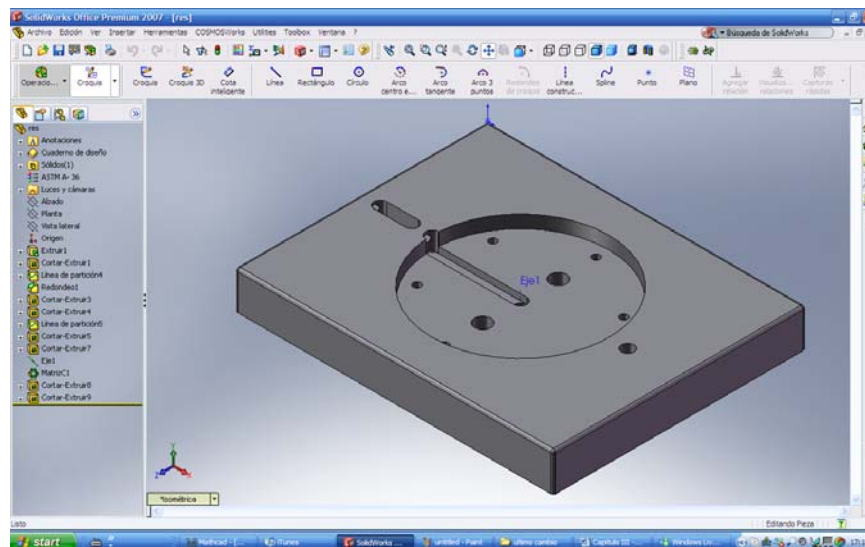


Figura 3.11 Porta extrusora

3.1.3 Diseño del punzón

El punzón se ha diseñado para trabajar solo en la extrusión en caliente del latón 70/30, debido a que no existe en el mercado un material que soporte esta presión, con esas dimensiones. Sin embargo en caso que el punzón falle, el costo de reemplazo es muy bajo.

Las dimensiones resultantes en el punzón para el trabajo en caliente también están dentro del factor de seguridad para el trabajo en frío de los otros materiales.

Diseño a compresión

Para éste diseño se usa SolidWorks, ya que es más sencillo y rápido, además se puede buscar una solución ideal por medio de iteraciones.

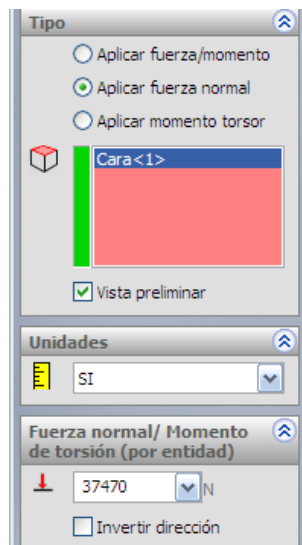


Figura 3.12 Ingreso de la fuerza de extrusión caliente

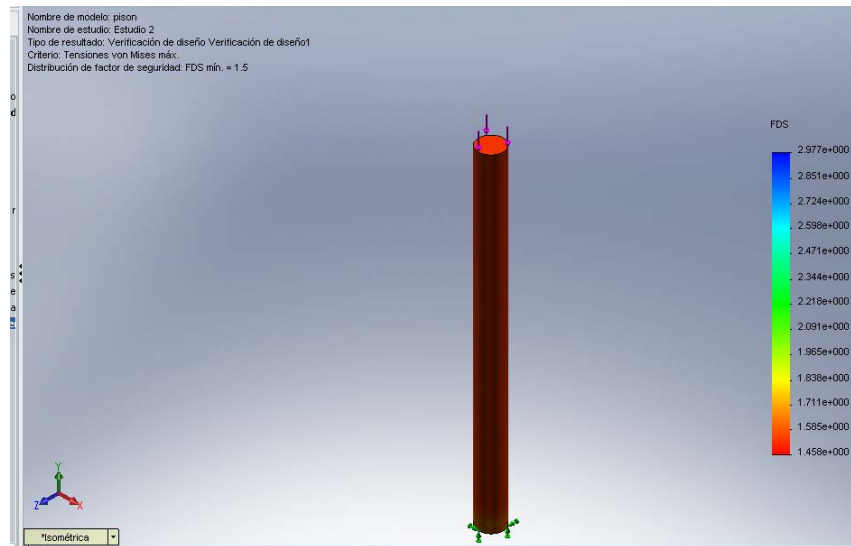


Figura 3.13 Factor de seguridad punzón FS 1.5

Diseño por pandeo.

Datos:

$r_p := 4.5 \text{ mm}$ radio punzón

$E := 200 \text{ GPa}$ $Y_f := 900 \text{ MPa}$ Fluencia del material del punzón

$$I := \frac{\pi}{4} \cdot r_p^4$$

$I = 322.062 \text{ mm}^4$ Inercia circulo

$L_{cr} := 120 \text{ mm}$ Longitud crítica sometida a Pandeo

$$P_{cr} := \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_{cr}^2}$$

$P_{cr} = 4.415 \times 10^4 \text{ N}$ P_{cr} es mayor que la fuerza de extrusión mas crítica

$$A_p = 63.617\text{mm}^2$$

$P_{cr} = 4.962\text{tonf}$ Carga crítica

$A_p := \pi \cdot r_p^2$ Área punzón

3.1.4 Diseño de la matriz

Consideramos, para el diseño de la matriz, el esfuerzo longitudinal, radial y tangencial, no así el cortante ya que para un cilindro grueso, el cuerpo y la carga son simétricos respecto al eje por lo tanto no se tiene esfuerzos cortantes.¹

a. Cargas

La carga máxima aplicada en todo el sistema es la presión de extrusión dada por los cálculos realizados, en la situación mas crítica. La matriz está diseñada para un trabajo dado por una extrusión en frío.

Con la carga más crítica 9480 N, y con parte de la fuerza de dilatación que los pernos son capaces de soportar, obtenemos:

CALCULOS ASISTIDOS POR EL PAQUETE DE SOLIDWORKS

Restricciones

Un diseño computacional no nos brinda la suficiente confiabilidad mientras no se lo haga lo mas real posible, por lo que nuestro análisis está realizado al

¹ Spotts, Shoup, ELEMENTOS DE MÁQUINAS, pág. 627

ensamble completo de la extrusora, separando luego cada pieza para obtener los factores de seguridad independiente en cada parte de la máquina.

Las restricciones son las que indican que esta fijo, apoyado, libre, etc. En nuestro análisis las restricciones dadas son de tipo fija en la parte inferior de la porta extrusora, debido a que es aquí donde se apoyará en la prensa.

No tenemos más restricciones para este ensamble, todo lo demás esta sujeto a libre desplazamiento o deformaciones, por causa de las presiones alcanzadas.

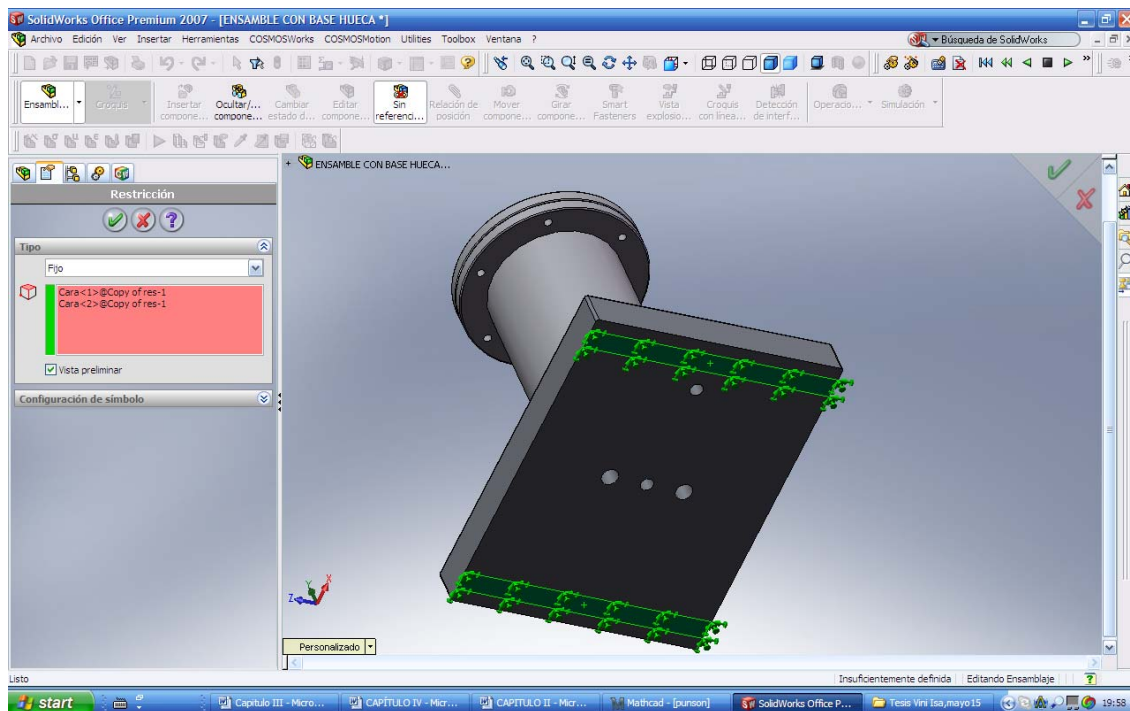


Figura 3.14 Restricciones

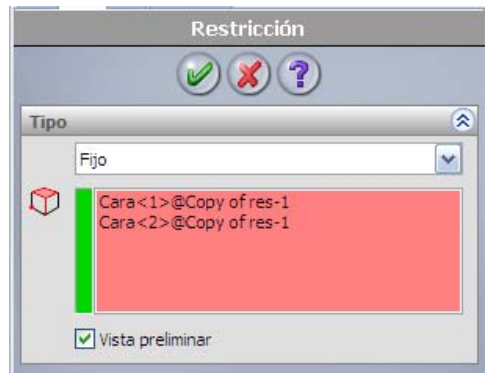


Figura 3.15 Tipo de restricción

Fuerzas

Fuerza de extrusión

La fuerza de extrusión se la aplica en la pared interna del contenedor u en el interior del dado, perpendicular a las superficies, el valor es el correspondiente a la extrusión en frío, por motivos de seguridad para el operador.

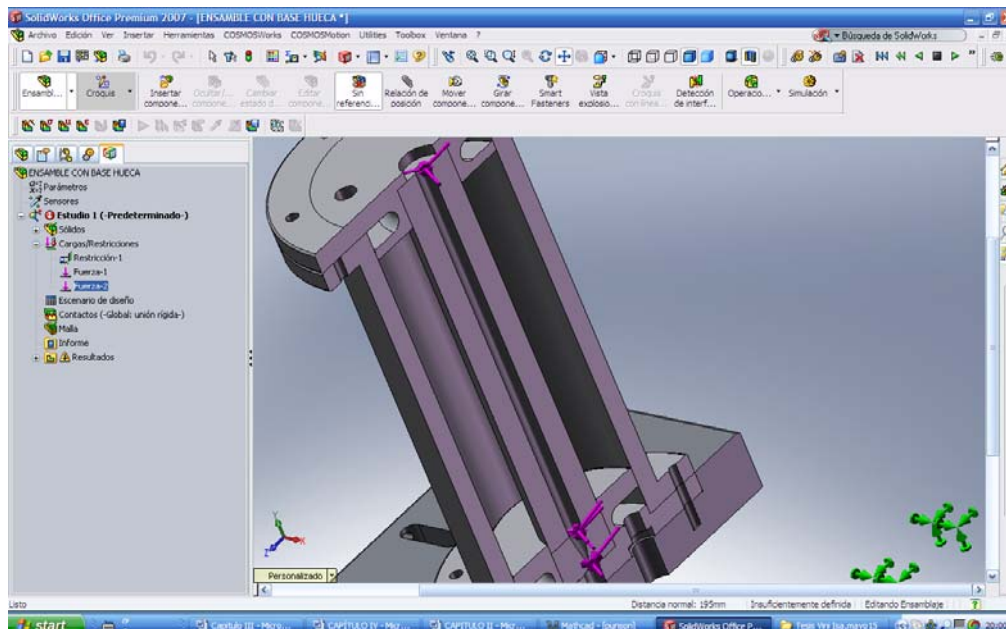


Figura 3.16 Fuerza de extrusión.

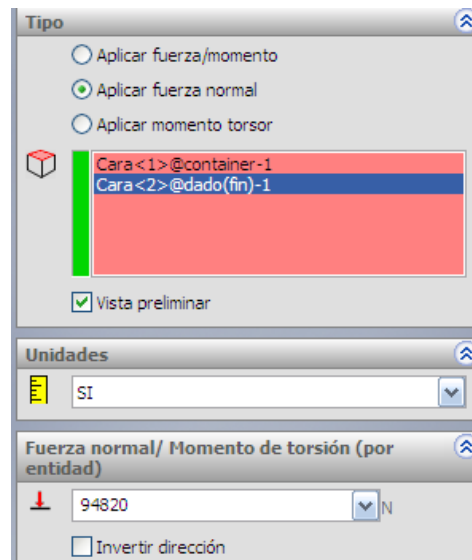


Figura 3.17 Ingreso de fuerza de extrusión

Fuerza por dilatación

La dilatación térmica produce esfuerzos muy altos, por lo que es de suma importancia tomarlos en cuenta.

El esfuerzo aplicado sobre en área del contenedor, en la sección circular, nos da como resultado la fuerza de dilatación térmica. Ya que es una fuerza extrema, el material no soportará, por lo que se decidió, reducir en 0.1mm la longitud del cilindro, lo que equivale a la dilatación térmica, y esto evita que la misma dañe la extrusora.

Pero ya que no estamos exentos de un exceso de temperatura, se ha aplicado una parte de la fuerza de dilatación al cilindro, esta porción de fuerza es la suficiente para separar la junta de pernos que mantiene la unión de las piezas, protegiendo así a la máquina.

Entonces el cilindro está diseñado para soportar los esfuerzos de extrusión y los esfuerzos de dilatación, hasta la separación de la junta empernada.

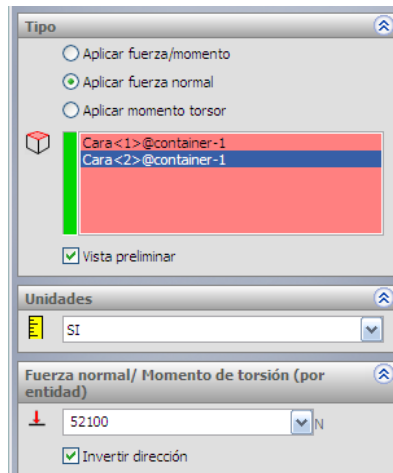


Figura 3.18 Ingreso fuerza separación de la junta

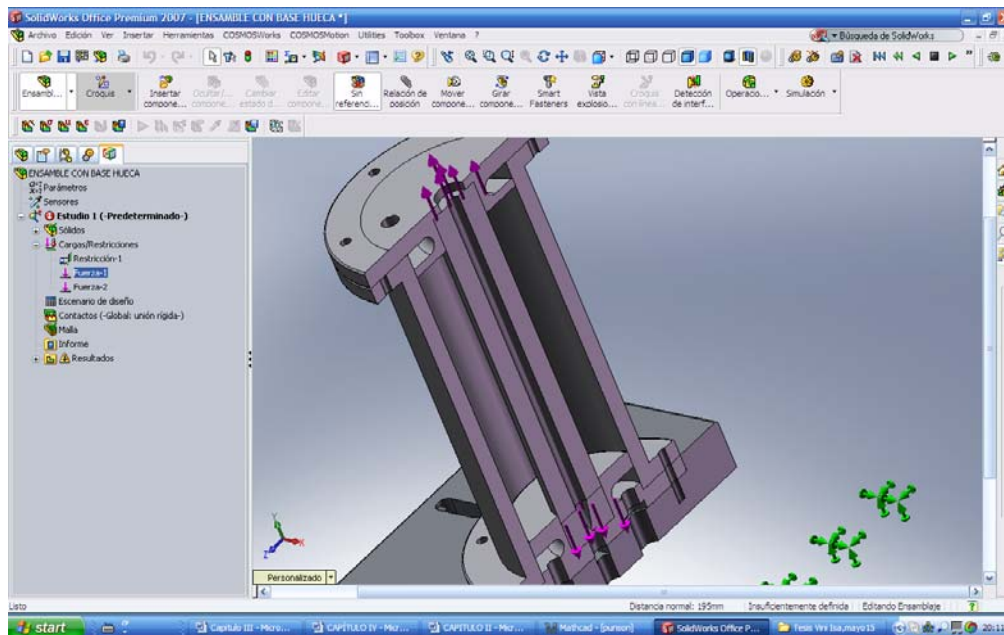


Figura 3.19 Fuerza de dilatación en el cilindro (separación de la junta)

Carga en los pernos

Como se aclaró anterior mente, los pernos se romperán para proyección de equipo, entonces debemos saber cual es la carga máxima a la que se someterá los pernos antes de la ruptura.

La consideración será, diseñar los pernos según las recomendaciones de los autores especializados en el tema.

Mientras la fuerza de ruptura de los pernos, fuerza de separación de la junta, esté dentro de la fuerza de dilatación, y dentro de los límites de fluencia de las tapas de la extrusora, el diseño será el requerido. Así estamos seguros que la parte de la fuerza de dilatación será absorbida por los pernos y estos a su vez soportarán hasta antes de que las tapas de la extrusora entren en la fluencia.

Diseño de los pernos en la tapa superior

PROPIEDADES DEL PERNO²

M6 X 1 CLASE 8.8

GEOMETRICAS

$d := 6 \text{ mm}$ diámetro nominal
 $A_t := 20.1 \text{ mm}^2$ Área de esfuerzo de tensión
 $A_r := 17.9 \text{ mm}^2$ Área de diámetro menor
 $A_b := \frac{\pi \cdot d^2}{4}$
 $A_b = 28.274 \text{ mm}^2$ Área diámetro nominal

MECANICAS

$S_b := 600 \text{ MPa}$ resistencia min. de prueba
 $S_u := 830 \text{ MPa}$ resistencia a la tensión mín.
 $S_y := 660 \text{ MPa}$ resistencia a la fluencia
 $E := 200 \text{ GPa}$

² Las propiedades geométricas y mecánicas de los pernos fueron obtenidas de Tabla 8-1 pag. 456 y Tabla 8-11 pag 477 respectivamente del libro Diseño en ingeniería mecánica de Joseph Shygly.

PROPIEDADES ARANDELA

Material: Acero ASTM - A36

GEOMETRICAS

$D_i := 6.80 \text{ mm}$ diámetro interno
 $D_e := 14.46 \text{ mm}$ diámetro externo
 $t_a := 1 \text{ mm}$ espesor

MECANICAS

$S_{ya} := 248.2 \text{ MPa}$ R. Fluencia
 $S_{ua} := 400 \text{ MPa}$ R. última

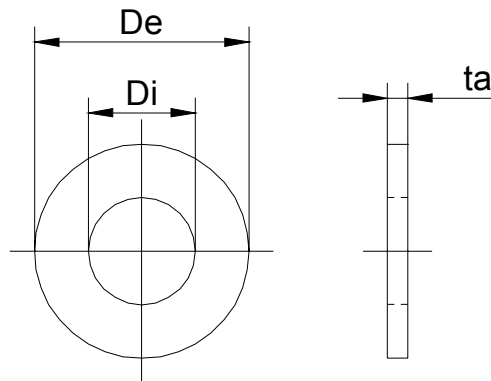


Figura 3.20 Esquema de la arandela

PROPIEDADES DE LA TAPA SUPERIOR Y CARCAZA

TAPA SUPERIOR

Acero SAE 1018

GEOMETRICAS

$t_{tapa} := 10 \text{ mm}$

MECANICAS

$S_{ut} := 500.139 \text{ MPa}$

$S_{yt} := 304.006 \text{ MPa}$

CARCAZA

GEOMETRICAS

$t_{car} := 10 \text{ mm}$

MECANICAS

$S_{uc} := 420.5 \text{ MPa}$

$S_{yc} := 351.6 \text{ MPa}$

NUMERO DE PERNOS

Ya que el diseño se realiza, para que los pernos fallen a manera de fusible mecánico y en caso de una sobre carga, no se dañe la tapa, sino los pernos, ya que es mas fácil de reemplazar y mas barato

por lo que se elige 6 pernos

$$N_p := 6$$

DIMENSIONES DEL PERNO

$$H := 4.70 \text{ mm}$$

$$L_t := H + t_{car} + t_{tapa} + 2 \cdot t_a$$

$$L_t = 26.7 \text{ mm} \quad \text{Longitud total}$$

$$l_r := L_t \quad \text{Longitud roscada}$$

$$l_s := L_t - l_r$$

$$l_s = 0 \text{ mm} \quad \text{Longitud sin roscar}$$

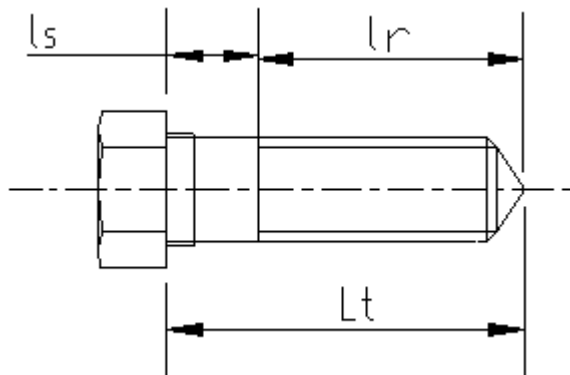


Figura 3.21 Esquema Perno

FUERZA DE PRECARGA

$$F_i := 0.6 S_b \cdot A_t$$

$$F_i = 7.236 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_i = 0.813 \text{ tonf}$$

RIGIDEZ DEL PERNO

$$k_b := \frac{1}{\frac{l_r}{A_t \cdot E} + \frac{l_s}{A_b \cdot E}}$$

$$k_b = 1.506 \times 10^8 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

RIGIDEZ DEL MATERIAL

Tapa + Carcza

Parametros de rigidez para la ecuacion descrita:

$$A := 0.7871 \text{ ; } B := 0.6287 \text{ ;}$$

$$k_{m1} := d \cdot E \cdot A \cdot e \cdot B \cdot \left(\frac{d}{t_{\text{tapa}} + t_{\text{car}}} \right)$$

$$k_{m1} = 1.141 \times 10^9 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

RIGIDEZ ARANDELA

$$km2 := \frac{0.577 \cdot E \cdot \pi \cdot d}{\ln \left[\frac{(1.15 \cdot ta + De - d) \cdot (De + d)}{(1.15 \cdot ta + De + d) \cdot (De - d)} \right]}$$

$$km2 = 2.989 \times 10^{10} \cdot \frac{N}{m}$$

RIGIDEZ DE LA TUERCA

Parametros de rigidez para la ecuacion descrita:

$$A := 0.7871; \quad B := 0.6287;$$

$$km3 := d \cdot E \cdot A \cdot e^{B \cdot \left(\frac{d}{H} \right)}$$

$$km3 = 2.108 \times 10^9 \cdot \frac{N}{m}$$

RESULTANTE RIGIDES MATERIAL BASE Y ARANDELAS

$$km := \frac{1}{\frac{1}{km1} + \frac{1}{km2} + \frac{1}{km2} + \frac{1}{km3}}$$

$$km = 7.052 \times 10^8 \cdot \frac{N}{m}$$

CONSTANTE DE RIGIDEZ DE LA JUNTA

$$Cs := \frac{kb}{km + kb}$$

$$Cs = 0.176$$

CARGA REQUERIDA PARA SEPARAR LA UNION

$$P_o := \frac{F_i}{(1 - C_s)}$$

$$P_o = 8.781 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_o = 0.987 \text{ tonf} \quad \text{cada perno}$$

Si son 6 pernos

$$P_{\text{total}} := P_o \cdot N_p$$

$$P_{\text{total}} = 5.269 \times 10^4 \text{ N}$$

$$P_{\text{total}} = 5.922 \text{ tonf} \quad \text{Carga total requerida para separar la junta}$$

ESFUERZOS, DEFORMACIONES, DESPLAZAMIENTOS Y FACTOR DE SEGURIDAD, EN LA EXTRUSORA

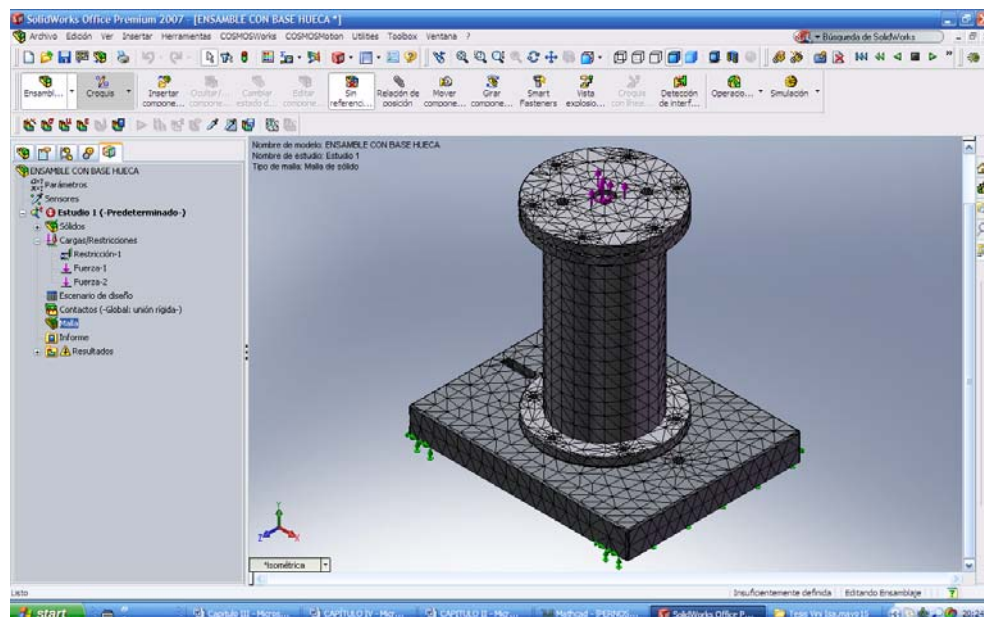


Figura 3.22 Mallado del ensamble

El mallado es una operación que se debe realizar en SolidWorks, este es de importancia para el cálculos del diseño, ya que el paquete usa elementos finitos, entonces el mallado permite calcular el esfuerzo por porciones de área, para luego superponer los resultados.

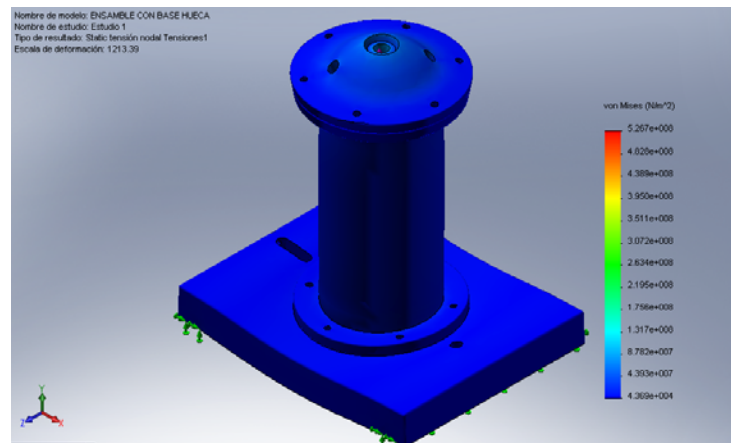


Figura 3.23 Tensiones (Von Mises)

El paquete computacional, usa las tensiones de Von Mises, para hacer los cálculos, además de generar una escala automáticamente para poder apreciar las tensiones, en este caso esta a una escala de deformación de 1213.39.

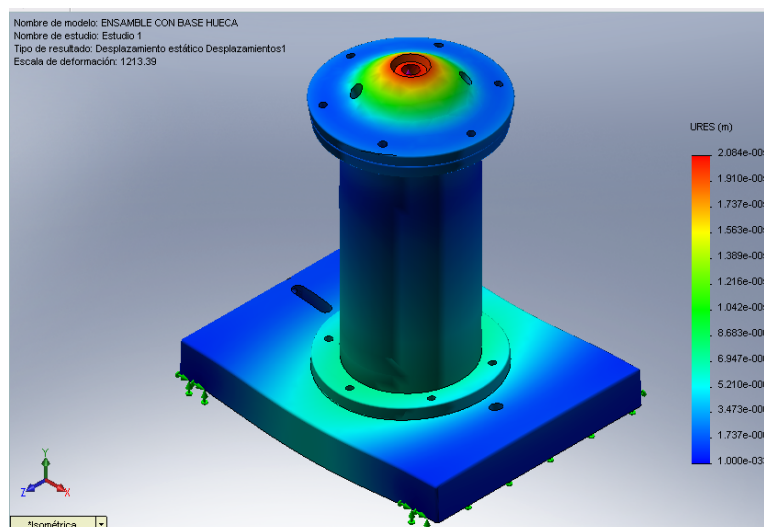


Figura 3.24 Desplazamientos

La escala de los desplazamientos es de 1213.39, la escala ubicada a la derecha indica el valor de desplazamiento según la coloración.

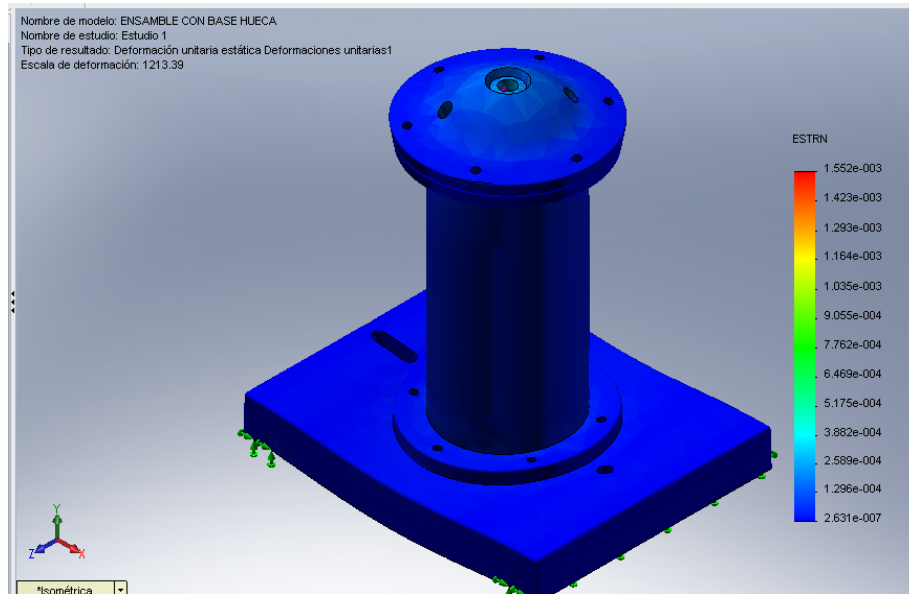


Figura 3.25 Deformaciones unitarias

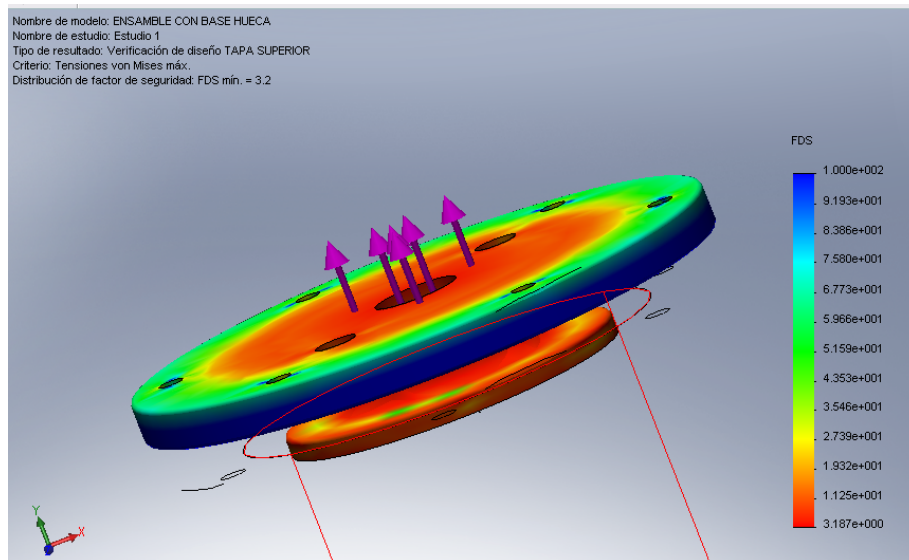


Figura 3.26 Factor de seguridad tapa superior FS 3.2

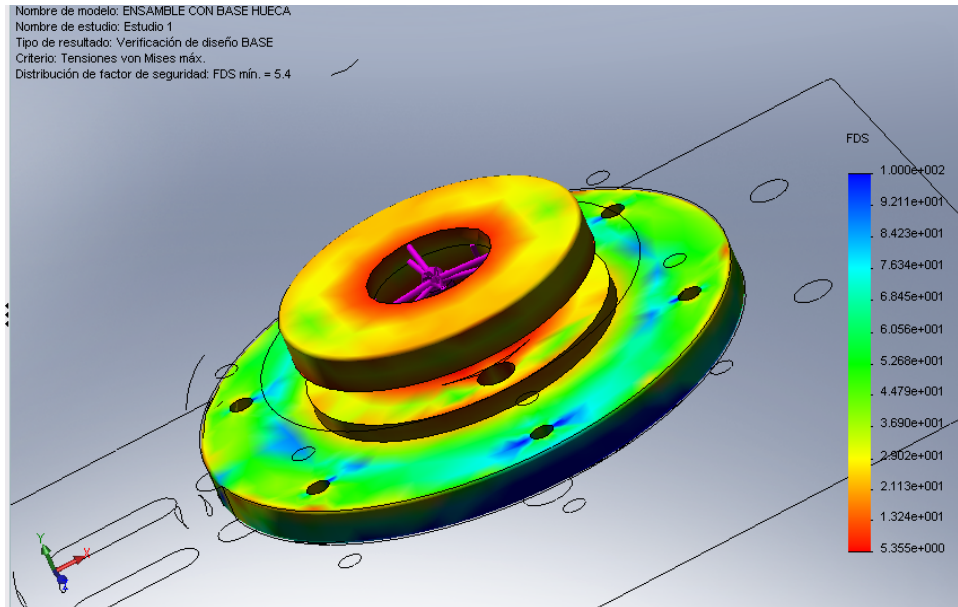


Figura 3.27 Factor de seguridad porta dado FS 5.4

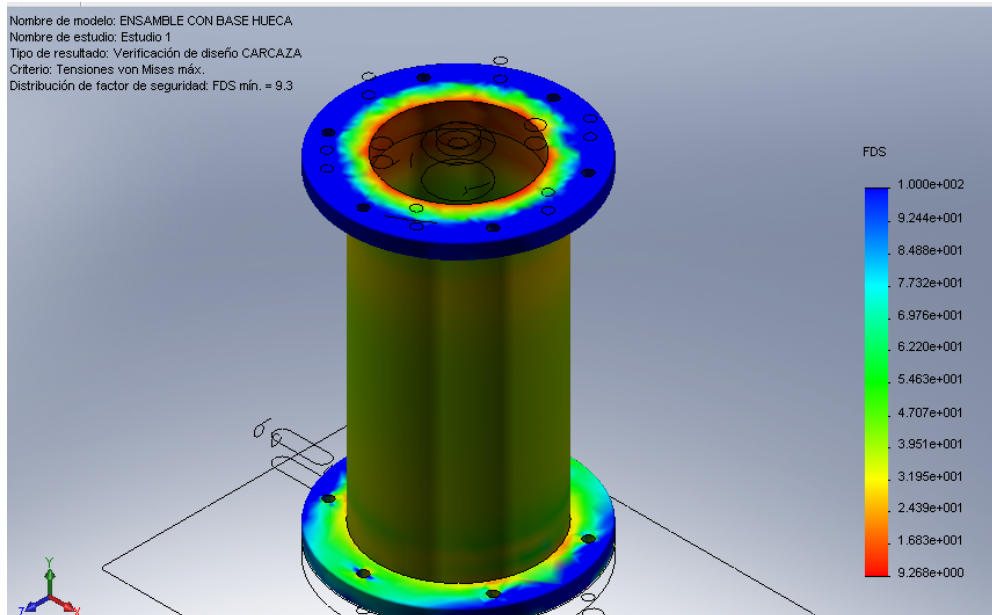


Figura 3.28 Factor de seguridad carcasa FS 9.3

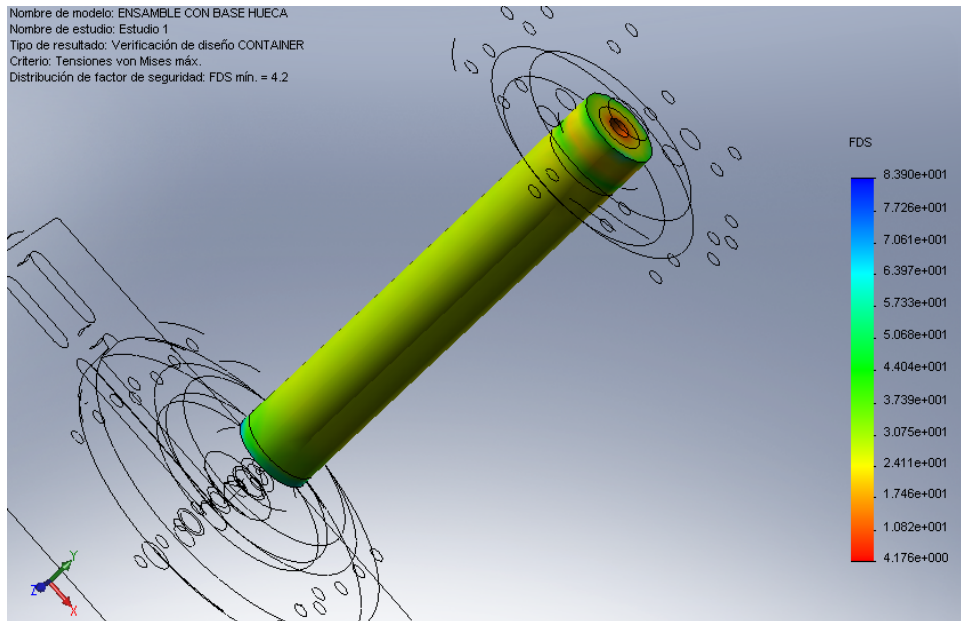


Figura 3.29 Factor de seguridad contenedor FS 4.2

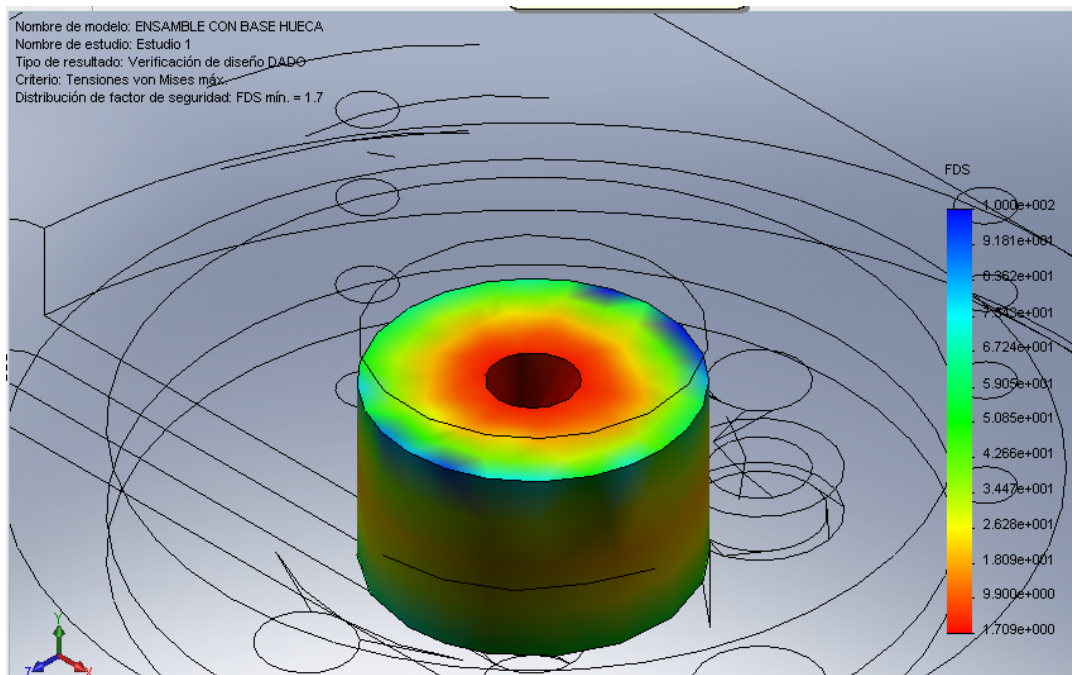


Figura 3.30 Factor de seguridad dado FS 1.7

b. Materiales

De acuerdo con el análisis realizado para la construcción, tanto funcionales y resistencia se ha seleccionados varios materiales, siendo los mas idóneos para este equipo los siguientes:

Tabla 3.2 Lista de materiales usados

Componente	Material
Contenedor	Acero H13
Punzón	Acero DF2
Dado	Acero H13
Base	Acero 1018
Tapa	Acero 1018
Carcaza	Acero A36
Portaextrusor	Acero A36
Seguidor	Acero DF2
Guía	Acero 1018

Acero H13:

Acero para trabajar en caliente de gran resistencia en caliente y al desgaste en estado caliente, de buena tenacidad y resistencia a fisuras por recalentamiento.

Herramientas para trabajar en caliente sometidas a esfuerzos elevados, tales como punzones y matrices para prensar, cilindros, receptores para la extrusión de barras y tubos metálicos, herramientas de extrusión por impacto en caliente para la fabricación de cuerpos huecos, herramientas para la fabricación de tuercas, tornillos, remaches y bulones.

Herramientas para fundición a presión, herramientas para prensar piezas perfiladas, elementos de matrices, cuchillas para cortar en caliente.

Acero DF-2:

Por su gran diversidad de aplicaciones es considerado de uso general para la fabricación de herramientas de corte y conformado.

Buena dureza superficial y resistencia al desgaste, maquinabilidad y fácil templabilidad. Sus aplicaciones son: Corte, Cizallado, punzonado, troquelado, desbarbado, tronzado, doblado, acuñado, embutición profunda, expulsos.

Acero 1018:

este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

Acero ASTM A36:

Es el material estructural más usado para construcción de estructuras en el mundo. Es fundamentalmente una aleación de hierro (mínimo 98 %), con contenidos de carbono menores del 1 % y otras pequeñas cantidades de minerales como manganeso, para mejorar su resistencia, y fósforo, azufre, sílice y vanadio para mejorar su soldabilidad y resistencia a la intemperie. Es un material usado para la construcción de estructuras, de gran resistencia, producido a partir de materiales muy abundantes en la naturaleza. Entre sus ventajas está la gran resistencia a tensión y compresión y el costo razonable.

c. Forma geométrica

La forma geométrica fue diseñada y elegida por los autores del presente proyecto, la decisión de usar la opción a. **Matriz cilíndrica simple con carcasa cilíndrica**, en el apartado 3.1.2, fue unánime por los diseñadores, las razones fueron principalmente impuesta por el mercado de materiales que tenemos en el país, ya que para ciertas partes, como el punzón, fue imposible encontrar un material más resistente del DF-2, lo que nos limita a construir una máquina extrusora, dentro de los límites de funcionamiento del punzón. Otra razón por la que se selecciona esta forma geométrica, es la estética y facilidad de construcción, una máquina además de ser funcional, tiene que tener una apariencia vistosa siempre que sea posible, lo que en este caso se pudo hacer.

3.1.4.4 Accesorios

Son considerados como accesorios todos los elementos que se han anexo a la máquina extrusora, siendo de mucha importancia, pero no imprescindibles a la hora de obtener el producto. Son de tipo protectores, guía para obtener un alambre de calidad.

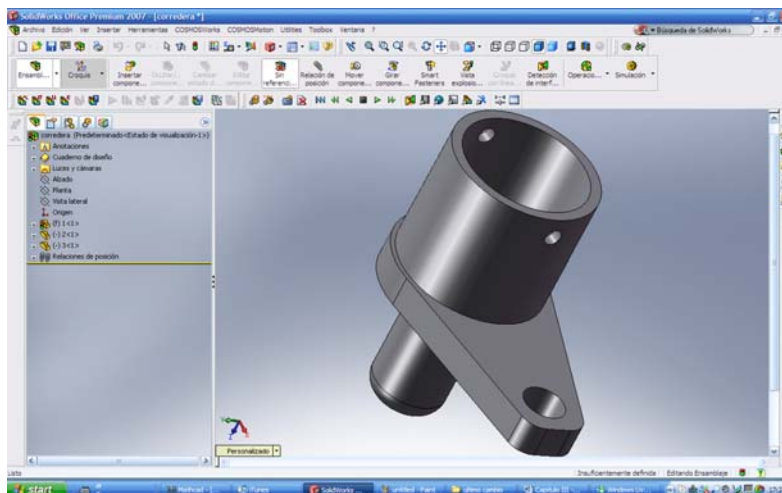


Figura 3.31 Corredera

La corredera tiene dos funciones, la primera es proteger al pistón de daños, aplastamiento, ya que es un equipo de propiedad del laboratorio. La segunda función es servir de guía para que el punzón baje verticalmente interrumpiendo cualquier movimiento lateral.

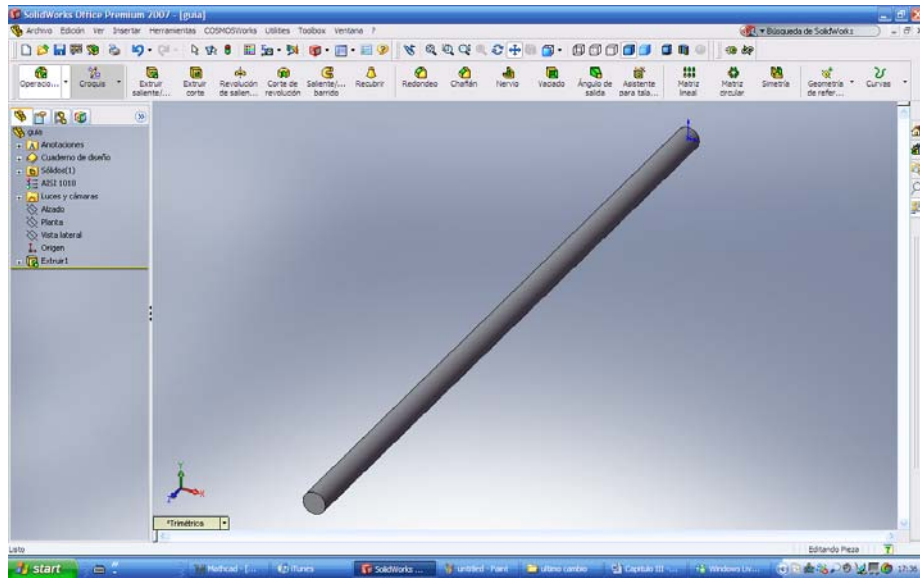


Figura 3.32 Guía.

La guía es por donde se desplaza la corredera

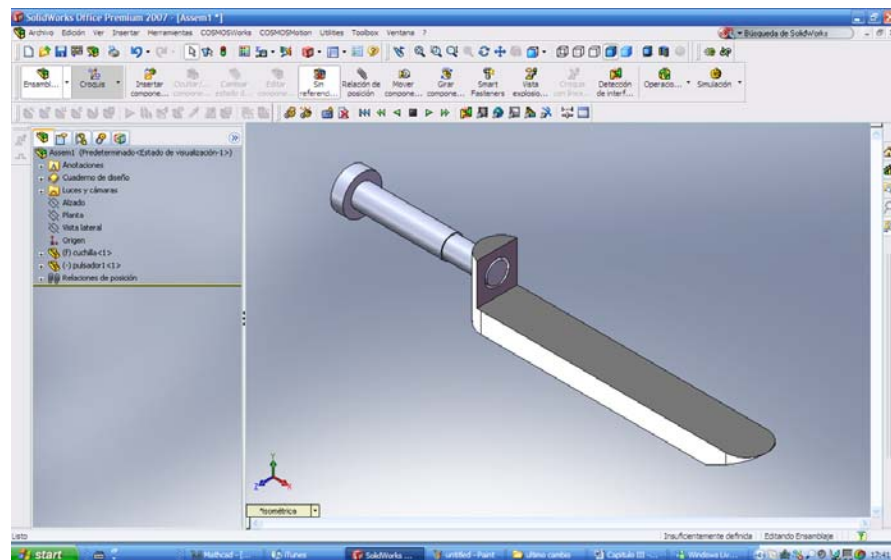


Figura 3.33 Cuchilla

Está formada por 4 elementos. La cuchilla propiamente dicha, el porta resorte, resorte y el pulsador. El resorte ayuda a que no dejas accidentalmente la cuchilla en el paso del alambre, así no obstruimos la salida, y no causamos daño al equipo.

3.1.5 Diseño del sistema de sujeción

El sistema de sujeción está formado por la porta extrusora, figura 3.11, guía figura 3.13 y corredera, figura 3.12

Porta extrusora:

Es de acero estructural ASTM A-36, debido a que no existe en el mercado aceros especiales de las dimensiones requeridas, sin embargo la resistencia de un acero especial es equiparada robustez la porta extrusora.

La extrusora se sujeta a su base (porta extrusora) mediante 6 pernos de diámetro 6 mm y una longitud roscada de 35mm)

Simulación de Diseño:

En la simulación están consideradas las diferentes restricciones y fuerzas críticas aplicadas al momento de la extrusión.

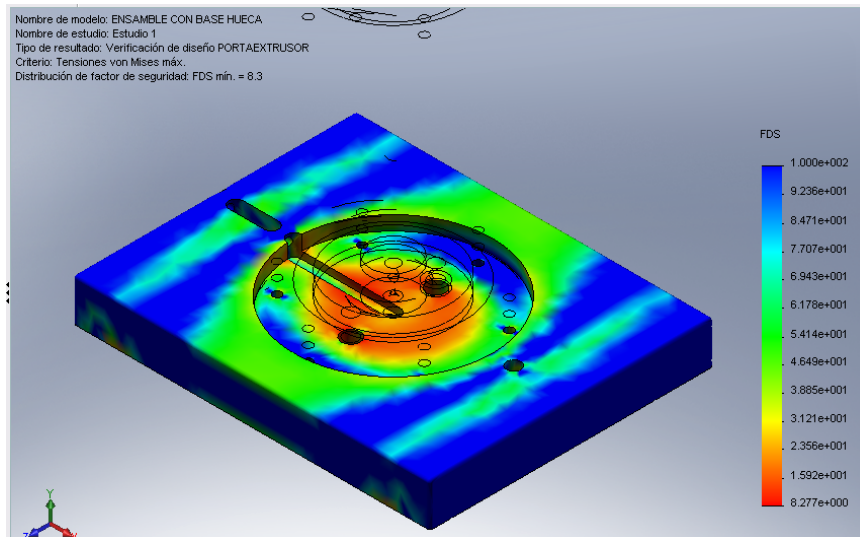


Figura 3.34 Factor de seguridad porta extrusora FS 8.3

Diseño de pernos de sujeción de la extrusora a la base.

PROPIEDADES DEL PERNO

M6 X 1 CLASE 8.8

GEOMETRICAS

$d := 6\text{-mm}$ diametro nominal
 $A_t := 20.1\text{-mm}^2$ Área de esfuerzo de tensión
 $A_r := 17.9\text{-mm}^2$ Área de diámetro menor

$$A_b := \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$A_b = 28.274\text{-mm}^2$ Área diámetro nominal

MECANICAS

$S_b := 600\text{-MPa}$ resistencia min. de prueba
 $S_u := 830\text{-MPa}$ resistencia a la tension mín.
 $S_y := 660\text{-MPa}$ resistencia a la fluencia
 $E := 200\text{-GPa}$

PROPIEDADES ARANDELA

Material: Acero ASTM - A36

GEOMETRICAS

Di := 6.80 mm diámetro interno
De := 14.46 mm diámetro externo
ta := 1 mm espesor

MECANICAS

Sya := 248.2 MPa R. Fluencia
Sua := 400 MPa R. última

PROPIEDADES DE LA TAPA INFERIOR, CARCASA Y PORTAEXTRUSOR

TAPA INFERIOR

Acero SAE 1018

GEOMETRICAS

ttapa := 10 mm

MECANICAS

Sut := 500.139 MPa
Syt := 304.006 MPa

CARCASA

Acero AISI 1020

GEOMETRICAS

tcar := 10 mm

MECANICAS

Suc := 420.5 MPa
Syc := 351.6 MPa

PORTA - EXTRUSOR

Acero ASTM A 36

GEOMETRICAS

tpe := 13 mm

MECANICAS

Supe := 400 MPa
Sype := 248.2 MPa

NUMERO DE PERNOS

$$N_p := 6$$

DIMENSIONES DEL PERNO

$$L_t := t_{car} + t_{tapa} + 2 \cdot t_a + t_{pe}$$

$$l_r := L_t \quad L_t = 35 \text{ mm}$$

$$l_s := L_t - l_r$$

$$l_s = 0 \text{ mm}$$

FUERZA DE PRECARGA

$$F_i := 0.6 \cdot S_b \cdot A_t$$

$$F_i = 7.236 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_i = 0.813 \text{ tonf}$$

RIGIDEZ DEL MATERIAL

Tapa + Carcaza + Porta extrusor

Parametros de rigidez para la ecuacion descrita:

$$A := 0.7871 \text{ t} \quad B := 0.6287 \text{ t}$$

$$k_{m1} := d \cdot E \cdot A \cdot e \cdot B \cdot \left(\frac{d}{t_{tapa} + t_{car} + t_{pe}} \right)$$

$$k_{m1} = 1.059 \times 10^9 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

RIGIDEZ DEL PERNO

$$k_b := \frac{1}{\frac{l_r}{A_t \cdot E} + \frac{l_s}{A_b \cdot E}}$$

$$k_b = 1.149 \times 10^8 \cdot \frac{N}{m}$$

RIGIDEZ ARANDELA

$$k_{m2} := \frac{0.577 \cdot E \cdot \pi \cdot d}{\ln \left[\frac{(1.15 t_a + D_e - d) \cdot (D_e + d)}{(1.15 t_a + D_e + d) \cdot (D_e - d)} \right]}$$

$$k_{m2} = 2.989 \times 10^{10} \cdot \frac{N}{m}$$

RIGIDEZ DE LA TUERCA

Parametros de rigidez para la ecuacion descrita:

$$\underline{A} := 0.7871; \quad \underline{B} := 0.6287;$$

$$\underline{H} := 4.38 \text{ mm} \quad \text{tabla E-29 Shigley}$$

$$k_{m3} := d \cdot E \cdot A \cdot e^{B \cdot \left(\frac{d}{H} \right)}$$

$$k_{m3} = 2.235 \times 10^9 \cdot \frac{N}{m}$$

RESULTANTE RIGIDES MATERIAL Y ARANDELAS

$$\underline{k}_m := \frac{1}{\frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}}}$$

$$k_m = 7.017 \times 10^8 \cdot \frac{N}{m}$$

CONSTANTE DE RIGIDEZ DE LA JUNTA

$$C_s := \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

$$C_s = 0.141$$

CARGA REQUERIDA PARA SEPARAR LA UNION

$$P_o := \frac{F_i}{(1 - C_s)}$$

$$P_o = 8.42 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_o = 0.946 \text{ tonf} \quad \text{En cada perno}$$

si son 6 pernos

$$P_{\text{total}} := P_o \cdot N_p$$

$$P_{\text{total}} = 5.052 \times 10^4 \text{ N}$$

$$P_{\text{total}} = 5.679 \text{ tonf} \quad \text{Carga total requerida para separación de la junta extrusor - porta extrusor}$$

Seguidor:

La guía consta de tres partes diferentes unidas mediante soldadura SMAW. El cilindro es una barra perforada, el pistón es de acero DF-2 especial para punzones y aguante a altas presiones. Y la zona por donde va la guía es de acero AISI 1018.

Simulación de Diseño:

En simulación está considerada la unión de los elementos mencionados.

La Presión máxima que alcanza el pistón, es solo la presión que alcanza la extrusión en caliente, esto debido a la carencia de materiales mas resistente en el medio.

Ya que el punzón también está diseñado solo para la presión de extrusión en caliente del latón, en caso de existir un exceso de presión el primero en fallar será este último, que es el mas económico y fácil de reemplazar.

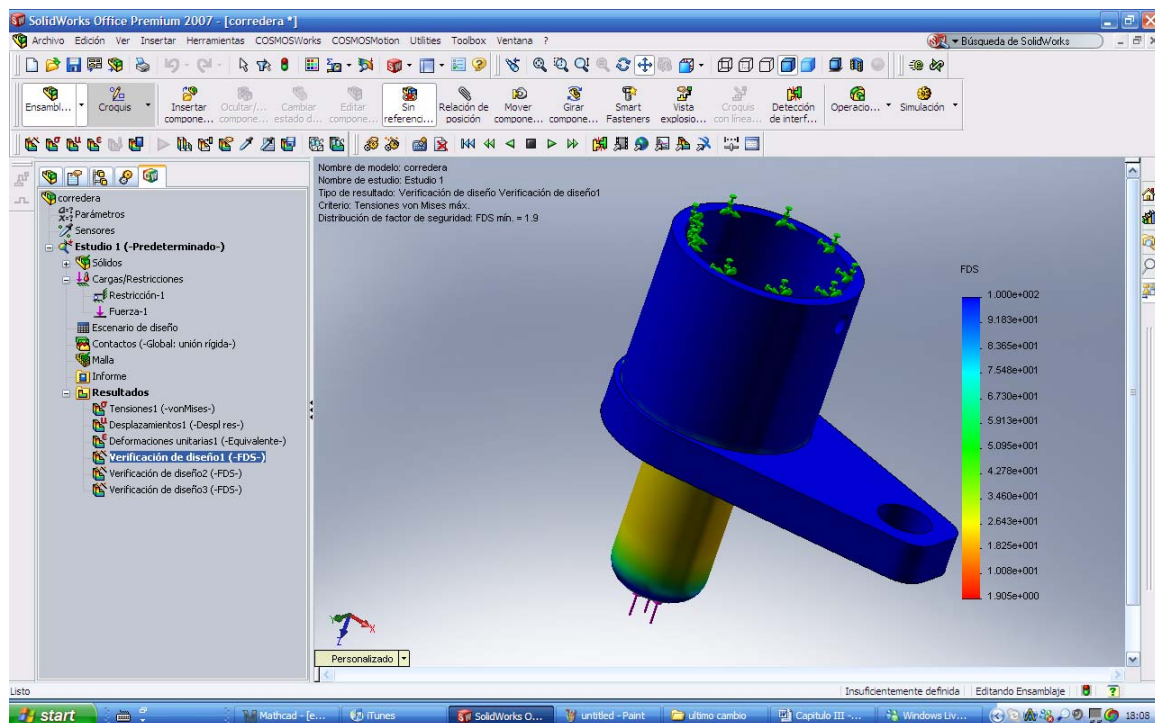


Figura 3.35 Factor de seguridad corredera 1.9

Se aprecia que el factor mínimo de seguridad esta en la zona del pistón 1.9

Guía:

Es una barra de acero AISI 1018, ya que no está sujeto a fuerzas considerables, el costo es el factor predominante.

Lo importante en este accesorio es el acabado superficial, debe estar lo mas lizo posible para evitar el rozamiento al máximo y que cumpla la función para que se lo diseñó sin interrumpir directamente en la obtención del alambre.

3.2 Diseño térmico

Como requisito para la extrusión en caliente de la aleación cobre-zinc, el tocho debe estar a una temperatura de 600°C, para lo cual se considera el sistema de calentamiento más conveniente para el proceso.

En el material que se va a extruir se transfiere calor desde el contenedor hacia el centro por conducción, así:

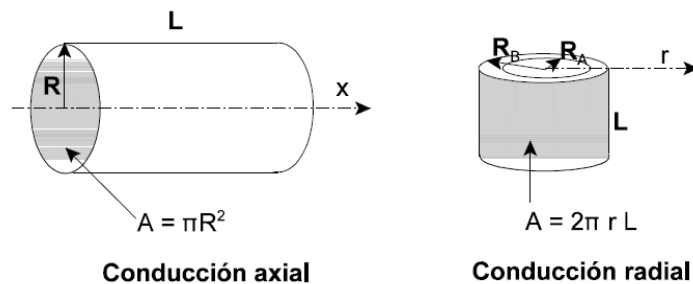


Figura 3.36 Direcciones de la conducción térmica

Para nuestro diseño térmico consideramos una temperatura constante en el tocho, ya que el setenta por ciento del material es cobre cuya propiedad importante es la conductividad térmica, $k = 70 \text{ btu/hr.pie.F}$ ó $121,17 \text{ W/mK}$, y la posible disminución de la temperatura en el centro se compensa con la

ganancia del mismo en la parte que pasa por el dado, analizándose solamente las otras capas conductoras y aislantes.

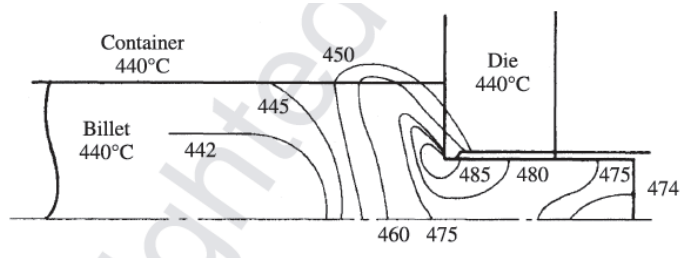


Figura 3.37 Incremento de temperatura en la extrusión³

Efectos de la temperatura:

Cuando la temperatura de un cuerpo sin restricciones se incrementa de manera uniforme, el cuerpo se dilata y la deformación normal es:

$$\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_z = \alpha(\Delta T)E$$

donde α es el coeficiente de dilatación térmica y ΔT es el cambio de temperatura, en grados. En esta acción, el cuerpo experimenta un incremento simple del volumen y las componentes de la deformación por cortante son igual a cero.

Si una barra recta se restringe en sus extremos para evitar la dilatación longitudinal, y luego su temperatura se somete a un incremento uniforme, se desarrolla un esfuerzo de compresión debido a la restricción axial. El esfuerzo está dado por:

$$\sigma = \epsilon E = \alpha(\Delta T) E$$

³ Smith, Harris, HEAT TRANSFERENCE IN MANUFACTURING, Cap. 17, pág. 1257

Estos esfuerzos producidos por la dilatación térmica se llaman esfuerzo térmicos y se originan debido a un cambio en la temperatura en un elemento sujeto a restringido.

Variación de longitud axial debido al incremento de temperatura

$L_i := 195 \text{ mm}$ Longitud inicial del cilindro

$\Delta T := (600 - 20) \cdot \Delta^\circ\text{C}$ Variación de temperatura

$L_f := \alpha \cdot L_i (\Delta T) + L_i$

$L_f = 196.221 \text{ mm}$ Longitud final del cilindro

$\Delta L := L_f - L_i$

$\Delta L = 1.221 \text{ mm}$ Incremento de longitud

Esfuerzos de dilatación:

DATOS:

Material: H13

$E := 20 \cdot 10^{10} \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ Modulo de elasticidad

$\alpha := 10.8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{\Delta^\circ\text{C}}$ coeficiente de dilatación térmica

$\Delta T := (600 - 20) \cdot \Delta^\circ\text{C}$

$\sigma_T := \alpha \cdot \Delta T \cdot E$

$\sigma_T = 181.703 \text{ ksi}$

$\sigma_T = 1.253 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$

esfuerzo de dilatación

$A_{\text{cilindro}} := \pi \cdot (r_2 - r)^2$

$A_{\text{cilindro}} = 0.452 \text{ m} \cdot \text{mm}$

$\text{fuerza dilatacion} := \sigma_T \cdot A_{\text{cilindro}}$

$\text{fuerza dilatacion} = 63.706 \cdot \text{tonf}$

El esfuerzo de dilatación es sumamente elevado; y no existe un material en el mercado para soportar tal esfuerzo, por lo que se disminuyó el incremento de longitud debido a la temperatura en el cilindro, lo que evita el contacto del cilindro con la tapa superior, evitando daños en la misma.

3.2.1 Selección del sistema de calentamiento

Diferentes opciones de calentamiento:

a. Resistencia eléctrica

Para llegar a una temperatura en el tocho de 600°C consideramos la utilización de resistencias eléctricas, es necesario someter a la matriz a una temperatura más elevada que ésta debido a las pérdidas de calor.

Tabla 3.2 Ejemplo de propiedades de una resistencia

FORMA DE "U"				
L	WATIOS	W/CM ²	D	CÓDIGO COBRE
1000	120	0,3	13	013RFIE1
1500	180	0,3	13	013RFIE1,5
2000	350	0,4	13	013RFIE2
2200	400	0,4	16	013RFIE2,2
2850	500	0,4	16	013RFIE2,8

b. Gas

Como se ve la necesidad de alcanzar una temperatura de 600 °C se analiza la opción de calentar la matriz con fuego directo a través de una tubería de gas que la circunde.

Como desventajas de este sistema encontramos la dificultad en el control de la temperatura y la adaptación de más accesorios para el equipo, como el suministro de gas y los ductos.

c. Pre calentamiento del tocho

Una vez fundida la aleación, y formado el tocho que se va a extruir, una opción muy conveniente es precalentarlo a una temperatura tal que al momento de introducirlo en la matriz y proceder a extruirlo, éste se encuentre a 600°C, con lo que no es necesaria la utilización de un sistema de calentamiento de la matriz, sino solo del tocho.

Para calentar el material antes del proceso principal se puede utilizar un horno o el equipo de unión fuerte oxiacetilénica.

Las desventajas de esta alternativa son: la dependencia de un sistema de precalentamiento ajeno al equipo de extrusión, lo cual limitaría su trabajo y la manipulación de material caliente.

Después del estudio de las diferentes posibilidades se optó por hacer una combinación de los tres sistemas anteriormente anunciados, un precalentamiento del tocho mediante el equipo oxiacetilénico u horno, para llegar a la temperatura de extrusión. Y calentar el contenedor con resistencia eléctrica para disminuir el choque térmico.

3.2.2 Potencia eléctrica relacionada con el flujo de material

Por ser la temperatura de extrusión de 600 °C para la aleación, se analiza la potencia eléctrica requerida para calentar la matriz, teniendo que:

$$T_o := 500 \text{ C}$$

$$T_{amb} := 21 \text{ C}$$

$$T_i := \frac{-R_t \cdot T_o + R_1 \cdot T_{amb}}{R_1 - R_t}$$

$$T_i = 503.919 \text{ C}$$

$$Q_2 := \frac{T_i - T_{amb}}{R_t}$$

$$Q_2 = 121.28 \text{ W}$$

$$Q_1 := \frac{T_i - T_o}{R_1}$$

$$Q_1 = 121.28 \text{ W}$$

Ley de Joule:

La ley de joule es la mas apropiada en este caso, por lo que es la que se aplica para los cálculos.

$$P := 700 \text{ watt}$$

$$V_o := 110 \text{ V}$$

$$R_o := \frac{V_o^2}{P}$$

$$R_o = 17.286 \Omega$$

$$I := \frac{V_o}{R_o}$$

$$I = 6.364 \text{ A}$$

$$t := 600 \text{ s}$$

$$Q := 0.24 I \cdot V_o \cdot t$$

$$Q = 1.008 \times 10^5 \text{ J}$$

3.2.3 Selección de las resistencias eléctricas

En el mercado existe gran variedad de resistencias eléctricas para el calentamiento de matrices, sin embargo el prototipo construido no tiene la suficiente superficial para llegar a la temperatura de extrusión del cobre, pero gracias a la investigación realizada descubrimos que, las empresas productoras de cobre y latón extruidos obtienen el producto final a través de una prensa que permite obtener una gran variedad de formas mediante matrices térmicas. La duración en tiempo de estas matrices depende de muchas variables entre las cuales la temperatura de la mas importantes.

El calentamiento de estas palanquillas se lleva a cabo dentro de hornos rápidos, inductivos o combustión a gas, constituidos usualmente por zonas (variables de 6 a 8) con diferentes temperaturas para traer gradualmente las palanquillas a la temperatura de extrusión.

Es de vital importancia la homogeneidad de la temperatura en todas las fases del proceso para obtener la curva de calentamiento confiable y repetible, pero, principalmente, para mantener bajo el desgaste de las matrices.



Figura 3. 38 Calentamiento de las palanquillas de latón en la industria

En el capítulo dos, se aclaró que en la industria los lingotes se calienta externamente, pero para evitar un choque térmico elevado al momento de que la barra inicial de latón entre en el contenedor, es recomendable precalentarlo, para lo cual se decidió, precalentar el contenedor con resistencias eléctricas.

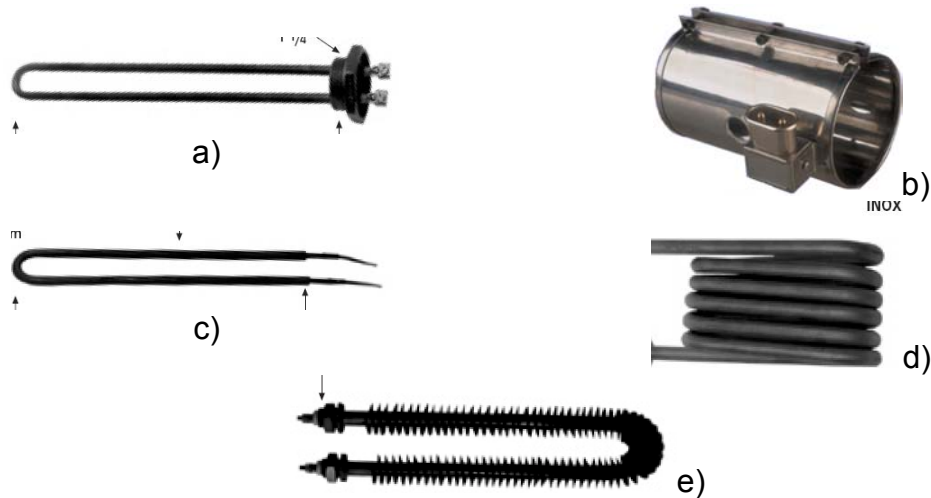


Figura 3.39 Tipos de resistencia eléctricas, a) tapón, b) abrazadera
c) en U, d) espiral, e) con aletas

Las resistencias eléctricas representadas en la figura 3.32 b) y d), son las mas opcionadas físicamente, debido a la forma del contenedor. Según los proveedores se nos aconsejó usar la forma espiral, ya que se puede enrollar una mayor superficie, obteniendo más área para calentar, y alcanzan mas potencia por menor área que las resistencias de abrazadera.

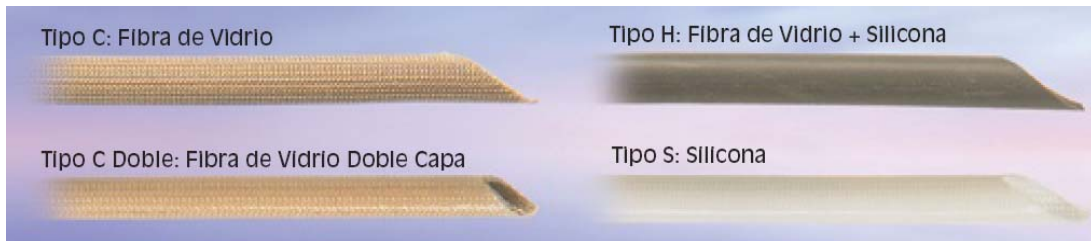


Figura 3.40 Fundas para alta temperatura

Las fundas para alta temperatura es el tipo de recubrimiento que tienen los cables inmediatamente luego de la resistencia, es decir en la zona de mayor temperatura, en el mercado existen varias, indicadas en la figura 3.34, en nuestro caso usamos fundas de fibra de vidrio.

3.2.4 Regulación de la temperatura

Para alcanzar los 600 °C, se usa el equipo de soldadura fuerte, oxiacetilénica, por lo que para controlar la temperatura del tocho se utiliza el termómetro láser existente en el laboratorio de Energías Renovables.

Además dentro de la matriz existe un juego de resistencias eléctricas capaz de mantener el cilindro a una temperatura adecuada para que no exista un choque térmico elevado que pueda fracturar el material.