



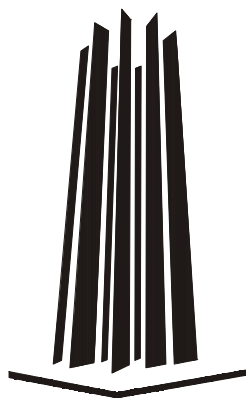
# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

---

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
ARAGÓN

“ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UNA MÁQUINA  
VERTICAL DE INYECCIÓN DE PLÁSTICO”

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A:  
JUAN PABLO CAMPOS LÓPEZ



MEXICO

2006



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## Agradecimientos:

No puedo dejar de agradecer a toda la gente que realmente me estima, y me ayudo a completar este humilde trabajo, que no alcanza a emular el esfuerzo con el cual me ayudaron. No puedo dejar de agradecer aquella gente que impide día con día, el que mi poca mi templanza me haga hacer mas tonterías de las que acostumbro, y deje de lado en todo lo que creo. Y por desgracia también no puedo dejar de agradecer aquella gente que con su vida me enseñó lo que no quiero ser; que sus obras por arruinar a la Universidad Nacional Autónoma de México han fructificado y nos hemos hecho mediocres en un afán de vivir para nosotros y no para quien realmente le debemos algo.

Gracias a mis padres, que con su vida me enseñaron que la vida es para vivirla bien en todos los sentidos, que se puede vivir sin dinero pero no sin palabra, que se puede vivir sin casa, pero no sin hogar; que la distancia no aleja a las personas que se quieren, si no que las unen mas; que no se puede vivir sin lealtad ni honestidad; le agradezco a mis hermanos que metan en mi cabeza duras todas las enseñanzas de mi padres, el amor que me tienen y la disciplina que me quieren enseñar, a mi hermanas la comprensión que me dan, el cariño y la alegría que tengo.

Gracias a los buenos profesores que cumplieron con su labor, impulsándome para que sea mejor, y especialmente gracias a aquellos que me estiman, gracias a José Antonio Souza Jiménez que me asesoro en esta tesis, que si el trabajo tiene un poco de calidad es gracias a que el me obligo a tenerla, gracias por su apoyo sincero, su tiempo valioso y su comprensión que espero poder pagar con creces algún día que el lo necesite.

Gracias a el profesor Reyes Solís y Cassiodoro Domínguez en todo su apoyo que me brindaron tanto en mi educación como en la realización de esta tesis, que su principal lección fue el que todavía sigue habiendo gente que ama a la Universidad y quiere lo mejor para ella a pesar de sus necesidades. A todos los profesores de los laboratorios que me apoyaron con su tiempo en mis proyectos y que impidieron que me lastimara o que destruyera el equipo. Al Ing. Rene Chávez Valeriano que me permitió comprender más sobre el software FEA, a los ingenieros de plásticos que me dieron su tiempo para poder entender mas acerca del proceso.

A mis amigos que estuvieron ahí para cuando no me podía levantar, que me ayudaron a seguir aquí y que hacen el intento por comprenderme y por soportarme cuando solo soy yo, el nombrarlos es innecesario por que nunca buscaron que yo les agradeciera, ni les pagara su cariño y eso habla por si solo.

# INDICE.

---

<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>6</b>
<b>Capítulo 1: CONSIDERACIONES DEL PROCESO DE INYECCIÓN.....</b>	<b>7</b>
1.1    Proceso de inyección.....	7
1.1.1    Trabajo realizado por la máquina de inyección.....	9
1.2    Disgregación del material.....	10
1.2.1    Plastificación de materiales termoplásticos.....	10
1.3    Clasificación de las máquinas de inyección.....	12
1.3.1    Máquinas de inyección de émbolo.....	13
1.3.2    Máquinas de inyección de husillo.....	14
1.4    Unidad Inyectora.....	14
1.4.1    Boquillas de inyección.....	15
1.5    Unidad de cierre.....	17
<b>Capítulo 2: SELECCIÓN DE MATERIALES.....</b>	<b>18</b>
2.1    Generalidades.....	19
2.2    Unidad inyectora.....	19
2.3    Unidad de cierre.....	19
2.4    Soportes de la máquina de inyección .....	23
<b>Capítulo 3: ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE LA MÁQUINA DE INYECCIÓN DE PLÁSTICO.....</b>	<b>24</b>
3.1    Introducción.....	24
3.2    Unidad Inyectora.....	25
3.2.1    Émbolo del cilindro de inyección.....	26
3.2.2    Cámara de plastificación.....	33
3.3    Unidad de cierre.....	38
3.3.1    Tornillo sinfín.....	38
3.3.2    Platina fija.....	49
3.3.3    Platina móvil.....	52
3.3.4    Émbolo del cilindro de cierre.....	53
3.4    Soportes de la máquina de inyección.....	62
3.4.1    Columnas soporte.....	62
3.4.2    Base soporte del cilindro de inyección.....	68
3.4.3    Base soporte de la cámara de plastificación.....	73
3.5    Análisis numérico.....	75
3.5.1    Unidad inyectora.....	75
3.5.2    Unidad de cierre.....	78
3.5.3    Soportes de la máquina de inyección.....	82

Capítulo 4: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS..... 86

CONCLUSIONES..... 96

APENDICE..... 97

BIBLIOGRAFÍA..... 98

# INTRODUCCIÓN:

---

El hombre en sus inicios tuvo la necesidad de utilizar utensilios para facilitarse su vida diaria, con el paso del tiempo estos utensilios fueron perfeccionados a tal grado que los materiales rústicos que se usaron en primeras instancias ya no servían para las siguientes herramientas.

De igual manera, en la actualidad nos hemos visto en la necesidad de manufacturar utensilios con materiales cada vez mas complejos, de los metales en la edad de bronce, se dio paso a los aceros, y estos a su vez están dando paso a los plásticos. Estos materiales por su ligereza, buenas propiedades mecánicas, costos bajos, y otros atributos, se abrieron una gama de mercado que hace cincuenta años era exclusiva de los aceros, además, cabe mencionar que el uso de éstos va en aumento ya que sus propiedades están siendo mejoradas debido al gran desarrollo científico - tecnológico que están teniendo, donde se busca mejorar sus propiedades mecánicas como químicas; prueba de ello son los plásticos con memoria de forma cuya aplicación está siendo en cuestiones biológicas, otro caso por ejemplo es su próxima utilidad como pantallas electrónicas.

Actualmente existe gran experiencia en el conformado del plástico, uno de los procesos más comunes para lograr este fin es el de inyección; las máquinas que desempeñan dicha función a través del tiempo fueron modificándose, en primera instancia fueron manuales y con poca capacidad plastificadora, posteriormente se desarrollaron mecanismos que semiautomatizaron dichas máquinas y que por tanto facilitaron la inyección, hoy en día se tienen máquinas muy sofisticadas que cuentan con sistemas de control que automatizan el proceso y por tanto cada vez la tendencia se libera de impedimentos y mejora los resultados.

El presente trabajo está enfocado en la evaluación de cada uno de los elementos que conforman una máquina de inyección vertical didáctica cuyo diseño está basado en la experiencia. Primeramente se realiza la revisión de los materiales que deben de ser empleados en cada parte de dicha máquina de acuerdo con la función que desempeña y de acuerdo a las solicitaciones a las que está sujeta. Posteriormente se realiza el análisis de esfuerzos con base en la teoría de la Mecánica de Materiales, cabe mencionar que algunas piezas presentan tanto una geometría como solicitaciones un tanto complicadas por lo que, para sustentar los resultados, fue necesario recurrir a un software de elemento finito.

La máquina no resuelve nuestros problemas y rezagos en el diseño y construcción de este tipo de máquinas, pero si es el primer paso para dar mayores saltos en un futuro, ya que el alcance de esta máquina traerá el día de mañana la realización de máquinas mas grandes, que estén listas para una industria carente de presupuesto y con una necesidad creciente de mejores equipos para un mercado con un alto nivel de competitividad.

# CAPITULO I

## 1.1 "Consideraciones del proceso de inyección."

### Proceso de Inyección:

De manera muy elemental el proceso de Inyección se basa en introducir en la cavidad de un molde relativamente frío, una cantidad dosificada de material termoplástico fundido en forma homogénea. Tras un cierto período de tiempo, solidifica la masa inyectada y la pieza puede ser extraída del molde.

Este proceso es importante porque ofrece entre otras cualidades:

- Una máxima exactitud de forma y dimensiones de piezas inyectadas.
- Posibilidades de formación de orificios, refuerzos, ajustes y marcas; así como la inserción de elementos de otros materiales. Dejando piezas listas para un montaje posterior.
- Superficie lisa y limpieza de las piezas inyectadas.
- Buenas propiedades de resistencia a pesar de espesores de pared finos (esto también depende de cada material).
- Múltiples posibilidades en cuanto a un ennoblecimiento posterior de las superficies.
- Rápida producción de gran cantidad de piezas en moldes duraderos con una o varias cavidades.
- Gran aprovechamiento del material empleado.

La gran importancia del proceso de inyección es que tiene una ventaja sobre los demás procesos de plástico (extrusión, moldeo en caliente y soplado), las tolerancias de forma y dimensiones quedan determinadas sólo por el molde en toda su superficie, en cambio, los otros tres procesos quedan determinadas por las superficie de la cavidad del molde o núcleo y por tanto hay que considerar el espesor de pared y variaciones de la resistencia mecánica.

Para explicar mejor el proceso de inyección, utilizaremos una máquina de inyección de trabajo horizontal (Figura 1), el material (m1) entra a la tolva de alimentación (b), de aquí es dosificado por el dispositivo (16) de la máquina hacia el émbolo (17), éste émbolo empuja la masa (m2) donde está el émbolo de inyección (18). El émbolo de inyección impulsa el material hacia delante al iniciar su movimiento de trabajo a través de la camisa (20) hacia el cilindro de plastificación (13). Los calentadores de cincho o bandas calefactoras (12, 21) se ubican en la superficie exterior del cilindro, proporcionan la temperatura adecuada para que la masa (m2) se fusione termoplásticamente.

Una característica favorable del proceso de inyección, es que el proceso no es permanente, sino que existe una cierta cantidad de masa en el cilindro que permite que el proceso sea continuo. Con cada avance aumenta la disgregación del material, como se ve en la figura 2, el émbolo (18) empuja el material hacia adelante pasando por un

torpedo (22). llegando a la parte delantera del cilindro calefactor como fusión plástica homogénea y lista para la inyección.

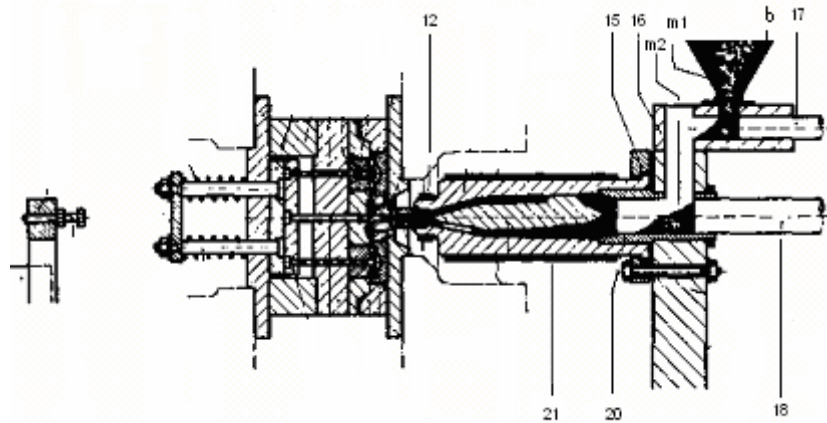


Figura 1: “Esquema del proceso de inyección, primer ciclo de trabajo, el molde ha sido cerrado gracias a la unidad de cierre”

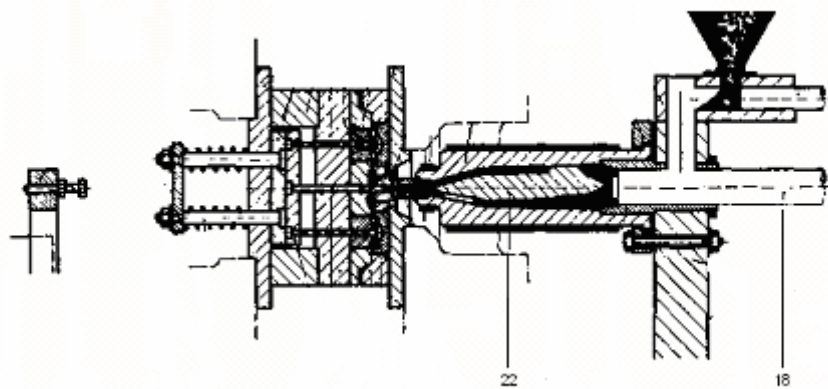


Figura 2: “Esquema del proceso de inyección, segundo ciclo de trabajo, el material ha sido inyectado por el mecanismo de inyección”

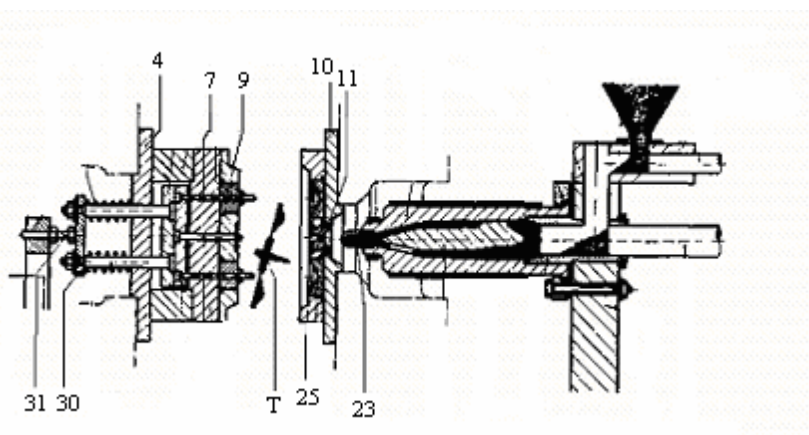


Figura 3: “Esquema del proceso de inyección, tercer ciclo de trabajo, la pieza moldeada es expulsada por los expulsores”

En la figura 3 se observa que a través de la boquilla (23) se presiona la masa caliente hacia el molde cerrado. El flujo propio de éste proceso, que se efectúa con un



despliegue de energía relativamente elevado, esto ha motivado a que en la práctica se designe como disparo el ciclo de trabajo de la unidad inyectora. La velocidad de inyección depende de las propiedades del plástico y el mismo diseño de la máquina.

El molde de inyección es parte de la unidad de cierre de la máquina y consta fundamentalmente de dos mitades (25) y (9), fijadas respectivamente a los platos portamolde (4) y (10) del lado de la boquilla (23) y del lado del extractor (3).

El material inyectado atraviesa el bebedero (11) de la mitad del molde correspondiente al lado de la boquilla y llega a través de los canales de llenado a los espacios huecos del mismo, que corresponde a la imagen en negativo de la pieza a fabricar. La cantidad de material dosificada debe ser tal que su volumen baste para llenar los huecos del molde. La masa plástica enfría al poco tiempo dentro del molde, donde un sistema de atemperado dispuesto en sus dos mitades, disipa el calor y acelera el proceso de solidificación de la pieza.

Finalizado el proceso de solidificación puede abrirse el molde y es extraída la pieza (T) por los expulsores (7) del sistema extractor. Ello ocurre cuando casi se ha alcanzado la posición de apertura máxima del plato portamolde del lado extractor y el puente extractor (30) choca con el tope (31) situado en el soporte de la máquina. Con el desmolde de la pieza inyectada termina el ciclo de trabajo.

El proceso de inyección puede resumirse de la siguiente manera:

- 1 Dosificación de una cantidad de granulado, correspondiente al volumen del molde, ante el émbolo de inyección.
- 2 Fusión de éste material en el sistema de plastificación, hasta alcanzar una consistencia termoplástica apta para la inyección.
- 3 Inyección del material termoplástico en el molde cerrado relativamente frío.
- 4 Enfriamiento del material inyectado hasta la solidificación que permite el desmolde de la pieza.
- 5 Desmolde de la pieza con el molde abierto.

#### 1.1.1—Trabajo realizado por la máquina de inyección:

El proceso de inyección se distingue por su periodicidad o ciclo de trabajo, ésta periodicidad se caracteriza por la temperatura, cantidad de material que admite el cilindro de inyección, presión y velocidad de inyección, duración del ciclo, temperatura del molde, rendimiento térmico del cilindro de inyección (y plastificación), índice de pérdidas de presión en el cilindro de inyección y capacidad plastificadora de la máquina.

En el Diagrama 1 a), se muestra un aumento de presión desmesurado en un intervalo de tiempo I muy corto, esto se debe a que se necesitan elevadas presiones de inyección para dar buenos resultados en la fabricación por que en el torpedo se genera una pérdida excesiva como se observa en el intervalo III. El Diagrama 1 b) genera una gráfica más estable de presión, el medio dosificador de un husillo es, en esencia, más noble, porque genera menos pérdidas de presión, por ello las perdidas son inferiores, y se necesitan presiones relativamente más bajas para obtener los mismos resultados que

en las máquinas de émbolo. Y el Diagrama 1 c) sólo muestra la aplicación periódica de la fuerza en el pistón de cierre tras un ciclo de trabajo en el molde y portamolde.

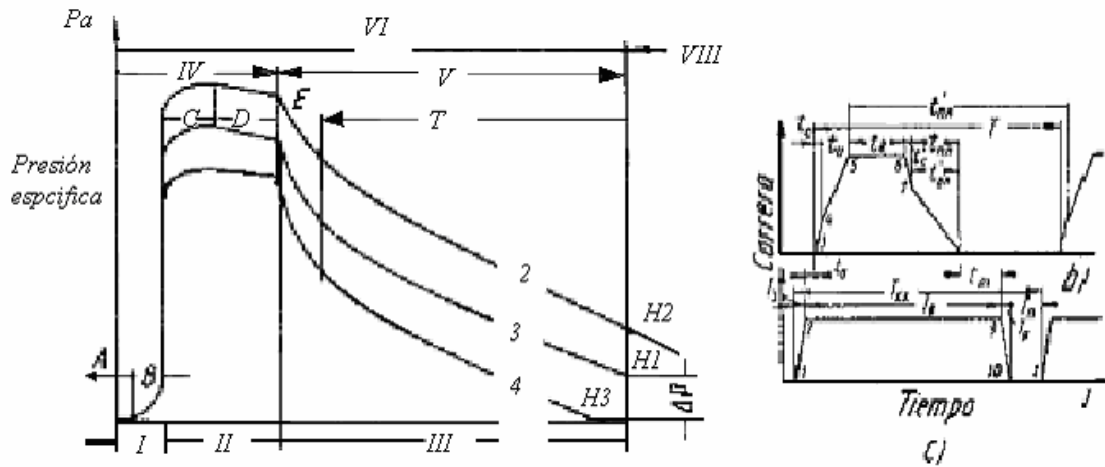


Diagrama 1 Trabajo de máquinas de inyección.  
Esquema a) máquina de émbolo; b) mecanismo de inyección de las máquinas de husillo; c) mecanismo de cierre del molde.

## 1.2 Disgregación del material:

Dentro del proceso de inyección es de vital importancia la disgregación del material de trabajo. En el cilindro de plastificación tiene lugar a la transformación del material termoplástico, abarcando desde el granulado “sólido” hasta la masa plástica homogénea y de viscosidad variable. Ésta disgregación de material recorre tres estados, cuyas transiciones no pueden delimitarse con nitidez a causa de la diversa longitud de las cadenas macromoleculares. El primer estado es el sólido, así es como llega a la máquina en forma de suministro. El segundo es un estado termoelástico caracterizado por un reblandecimiento, disminuyen las fuerzas de cohesión intermoleculares. El tercer estado es el termoplástico siendo que la influencia térmica se hace cada vez mayor, con la temperatura se hace que casi se pierdan la fuerzas de cohesión y permite el desplazamiento de la macromolécula.

### 1.2.1-Plastificación de los materiales termoplásticos.

La plastificación empieza tras la entrada del granulado en la cámara interior del cilindro caliente, conjuntamente con una compresión que se produce por la influencia de la presión del émbolo, en el curso del movimiento de avance.

El calor se transmite desde la pared interior del cilindro hacia el material que tiene contacto. Esto tiene un inconveniente ya que sólo deja que el calor se transmita por el plástico, teniendo que la conductividad térmica de los materiales termoplásticos es extraordinariamente baja, de 300 a 400 veces por debajo de los valores válidos para metales y esto produce serios problemas de plastificación. Debido a las malas propiedades de conductividad del material, existe siempre el peligro de un sobrecalentamiento de la capa expuesta directamente a la superficie calefactora, mientras que las partes internas no han reblandecido aún.

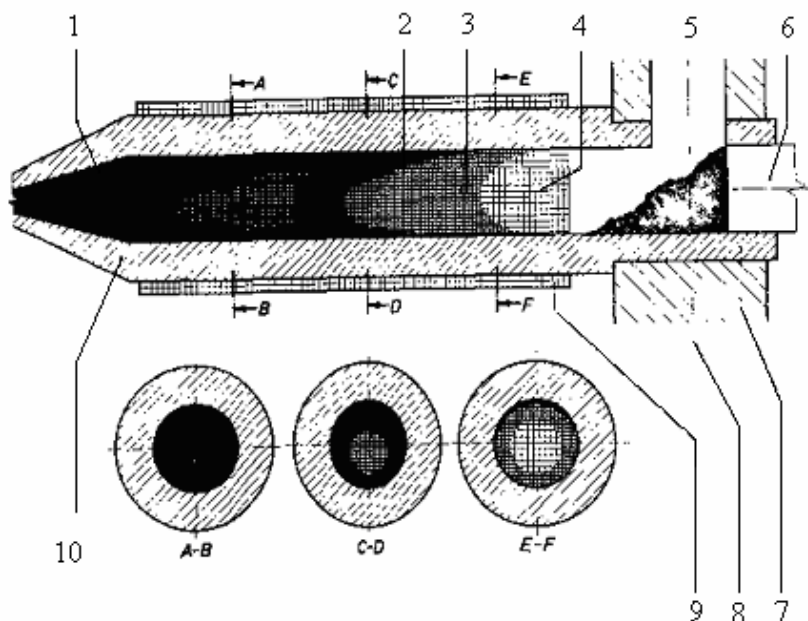


Figura 4. Esquema de disgregación del material en el cilindro de plastificación de una máquina inyectora horizontal. En la representación de diversas zonas de influencia de temperatura se considera el flujo más intenso de la parte inferior del cilindro, debido al ángulo de talud del material dosificado. (1) material en estado termoplástico. (2) material notablemente disgregado. (3) material en estado termoplástico. (4) tapón del material sólido. (5) granulado dosificado. (6) émbolo. (7) extremo de fijación del cilindro. (8) placa transversal. (9) elemento calefactor. (10) cilindro de plastificación.

La mayor parte de todos los plásticos termoplásticos son de baja estabilidad con la temperatura, la degradación molecular ligada a la disgregación produce una reducción de las propiedades de resistencia cuando el material se somete a un calentamiento muy fuerte o una sobre exposición con una temperatura mayor a la de trabajo.

Ésta circunstancia explica que no sea muy sencillo aumentar la potencia de fluidificación del cilindro de plastificación mediante una elevación de temperatura, ya que el aumento de potencia conseguido de éste modo tiene que producir en la zona inmediata de la transmisión térmica sufra una degradación molecular excesiva, observándose defectos cualitativos en las piezas inyectadas.

Ya en los inicios de éste proceso se tomaron medidas para comprimir el material a través del cilindro, de forma que, al conseguir un reblandecimiento lo más uniforme posible de todas las capas de material, se logre también una disgregación homogénea de la masa. Un dispositivo impulsor de la masa configurado de acuerdo con puntos de vista hidrodinámicos, (**torpedo**) se encargó de la tarea de comprimir uniformemente la masa de inyección hacia la pared del cilindro, forzándola a formar capas finas, que pueden disgregarse mejor térmicamente. En diversas máquinas el torpedo fue provisto de un cartucho calefactor para aumentar las superficies calefactoras en contacto con el material y la potencia de fluidificación.

El inconveniente del torpedo es que exige fuerzas considerables, que deben ser aportadas por el accionamiento del émbolo. Este consumo de energía es producido por la circunstancia de que el émbolo tiene que prensar el material en las vías de flujo situadas entre el torpedo y la pared del cilindro. Al hacerlo se comprime la grana (granulado) todavía sólida, formando un tapón rígido, que consta de los diversos granos fuertemente comprimidos, y les obliga a pasar a través de un canal de flujo, interrumpido en varios puntos por un apoyo posterior del torpedo (indispensable en los

elementos alargados para impedir un ajuste bajo la influencia del avance del material). Para el avance del tapón se precisa una elevada aportación de energía, la pérdida de ésta se valora por la diferencia de presiones que existe desde el sistema de inyección hasta la boquilla.

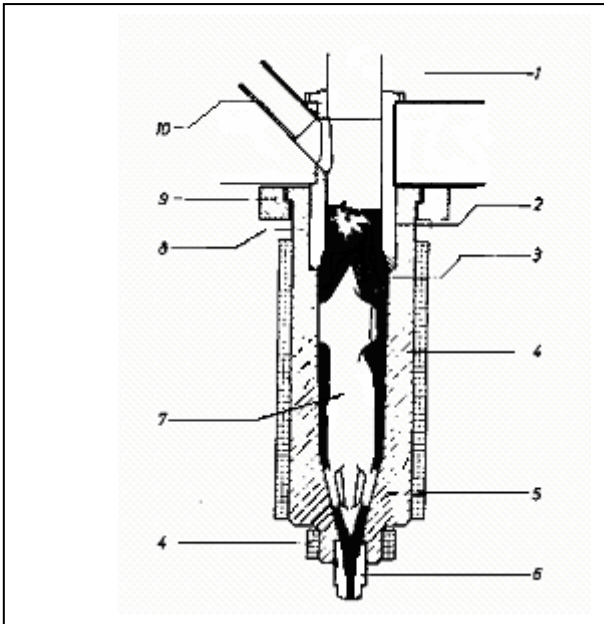


Fig. 5. Esquema de la disposición de un elemento impulsor de la masa en el cilindro de plastificación de una máquina de inyección de trabajo vertical.

El material que cae se amontona sin formar talud, el flujo es uniforme. (1) émbolo. (2) material dosificado. (3) tapón de material sólido. (4) elementos calefactores. (5) cilindro de plastificación. (6) boquilla. (7) torpedo. (8) camisa de émbolo. (9) anillo de fijación del cilindro. (10) placa transversal.

Al aumentar las superficies calefactores varía la conductividad térmica, al hacerse mayor la distancia al elemento calefactor, con lo que la corriente de material se disgrega en forma no uniforme. Para compensarlo se hacen máquinas de gran volumen **de disparo de un grupo de plastificación por separado**, en el que la disgregación del material se produce en uno o varios cilindros calientes y equipados en parte con elementos impulsores de la masa. También en los últimos años se han equipado con éxito en Europa máquinas con dispositivos de plastificación del material que trabajan según el principio del extrusor. Quedando claro que una disgregación de material con movimiento de amasado de la grana durante su paso a través del cilindro calentado proporciona grandes ventajas ya que es superior a una plastificación convencional con influencia del émbolo de inyección, porque todas las capas de material son presionadas constantemente contra la pared interior caliente del cilindro.

### 1.3 Clasificación de las máquinas de inyección:

Hasta ahora se ha escrito muy vagamente de las máquinas de inyección, para poder hacer el análisis más profundo es necesario conocerlas más a detalle. Se describió poco a poco los componentes de las máquinas de inyección, pero la máquina definida anteriormente no es la única en el mercado, hay un sin número de máquinas y clasificaciones para ésta, se pueden clasificar según su concepción constructiva básica, condicionada por el proceso, o por variantes en el diseño de elementos de montaje así como por sus sistemas de accionamiento. Pero todas éstas se caracterizan por dos componentes principales, la unidad inyectora y la unidad de cierre. La primera abarca el dispositivo de aporte de material, los elementos mecánicos para la plastificación del mismo y el accionamiento del émbolo inyector, la unidad de cierre efectúa los movimientos de apertura y cierre del molde de inyección.

### 1.3.1 Por su construcción:

Regresando a la clasificación de las máquinas de inyección; empezaremos por la clasificación por sus elementos de construcción. Existen las de trabajo horizontal, en estas, las unidades de inyección y de cierre trabajan horizontalmente, son las máquinas más comunes en el mercado (figura 6 A). Las unidades de cierre e inyección trabajan horizontalmente en alineación axial.

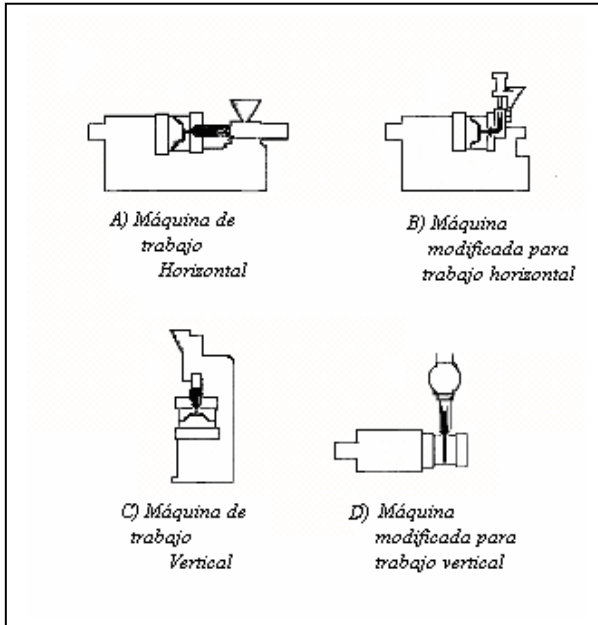


Fig. 6. Representación esquemática de las cuatro direcciones principales de trabajo de las unidades de cierre en máquinas de inyección.

Las máquinas verticales se desarrollaron principalmente para un funcionamiento manual, se conserva también el trabajo axial de las unidades de inyección y de cierre, sin embargo, existen variantes en las que la unidad inyectora está perpendicularmente respecto al eje de unidad de cierre, el desvío de la corriente de material plástico hacia la boquilla alineada axialmente con la unidad de cierre se efectúa dentro del cilindro especial de plastificación.

Existen modificaciones, por ejemplo la figura 6 (B es una variante modificada de A, con cilindro de inyección puesto verticalmente. El flujo de material se desvía en ángulo de 90° a la dirección horizontal y penetra perpendicularmente al plano de separación en el molde. La figura 6 (D esquematiza una unidad inyectora en posición angular respecto a la unidad de cierre. En el ejemplo representado, de una unidad inyectora con ángulo de 90°, el flujo de material penetra en forma rectilínea en el plano de separación del molde.

### 1.3.2 Máquinas de Émbolo:

El mecanismo primario de inyección es en esencia un émbolo o pistón, que desplaza al material por el medio dosificador (torpedo) para que pueda ser plastificado e inyectado a través de la boquilla. El funcionamiento de éste tipo de máquinas fue ampliamente descrito al inicio del capítulo.

### 1.3.3 Máquinas de husillo.

Si bien el principio es el mismo que el de las máquinas de émbolo, su funcionamiento cambia principalmente en la disgregación de material; en las máquinas de émbolo pequeño era manualmente su disgregación de material (como es nuestro caso), y en las máquinas de tamaño y operaciones mayores, la disgregación se ayudaba principalmente de un torpedo, el cual producía una gran pérdida de presión. En las máquinas de husillo éste problema es resuelto por medio de la adición de un husillo en el que se disgrega el material que entra por la tolva de alimentación.

El husillo obtiene la materia prima por gravedad o cualquier otro tipo de control, éste material es empujado cuando gira el husillo, formando una capa delgada fácil de plastificar de la misma manera que en el torpedo, el material ya plastificado es albergado al final del husillo acumulando lo suficiente para realizar la inyección.

## 1.<sup>4</sup> Unidad Inyectora:

La tarea de la unidad inyectora consiste en introducir en los canales de flujo del molde una cantidad de material previamente determinada, que corresponda al volumen de la cavidad o cavidades del molde, y disgregada mediante uno de los sistemas de plastificación tratados anteriormente. El sistema de plastificación produce la disgregación del material, es por tanto un componente elemental de la unidad inyectora.

La unidad inyectora de una máquina tiene que ser tal que permita una adaptación de las funciones a las exigencias de la producción. La amplia escala de plásticos termoplásticos disponibles y sus diversas propiedades de elaboración hacen problemático encontrar un diseño para una máquina universal, bajo el aspecto de las diversas tareas de producción, cuyo rendimiento no sea inferior al de las máquinas especiales para un uso.

La perfección técnica, consiste en una solución que dé satisfacción a todas las exigencias prácticas, es una cuestión de costo de construcción. En la práctica se sobrevalora y también se subvalora ésta idea, ya que en la elección de una máquina de éste tipo puede ser que para producciones especiales ya no sea rentable.

La elaboración de materiales con tolerancias de fluidificación estrechas exige por lo general un rápido llenado del molde, para evitar que la solidificación prematura de la masa de inyección en las vías de llenado impida el completo llenado del molde. También para la fabricación de piezas con diversos espesores de pared hay que procurar un rápido llenado del molde. Puede decirse que, en la mayor parte de todas las tareas de producción, es preciso trabajar con una gran velocidad de inyección.

En contraposición a esto, se encuentran problemas prácticos de producción que solamente pueden resolverse con una velocidad de inyección fuertemente reducida. Por ejemplo, la inserción de elementos metálicos se hace difícil cuando estos no pueden ser fijados suficientemente dentro del molde y pueden cambiar de posición bajo la influencia de la fusión termoplástica que penetra en la cavidad del molde. También la producción de piezas con paredes extremadamente finas exige un lento llenado del molde, para poder compensar los fenómenos negativos que se presentan en el curso de

solidificación. La exigencia que se deduce de lo expuesto precedentemente, de una posibilidad de adaptación de la velocidad de inyección a la tarea de producción, es cumplida por la mayor parte de las máquinas. Estas máquinas permiten además una regulación de la presión de inyección dentro de ciertos límites, para poder compensar la resistencia originada en el recorrido del cilindro de inyección. Otra modificación para regular la presión específica son los émbolos de inyección con diversos diámetros. Ésta última media tiene también naturalmente, como consecuencia una modificación del volumen de inyección.

Las máximas presiones específicas se obtienen utilizando pequeños diámetros de émbolo de inyección con reducido volumen de inyección. De éste modo se elaboran predominantemente materiales como: polivinil-carbazol, plitri fluorocloretileno y PVC rígido (materiales con un campo de disgregación termoplástico relativamente estrecho). Por el contrario para masas de mayor fluidez, como el polietileno, se eligen cilindros de inyección con gran volumen de fluidificación, utilizando grandes diámetros de cámaras de plastificación.

#### 1.4.1-Boquillas de Inyección:

Mediante las boquillas de inyección, que se fijan en la parte anterior del cilindro de inyección, se establece la conexión con el molde, para dirigir el material termoplástico al bebedero. Estas boquillas tienen una gran diversidad de construcción, cuyas tareas también son variadas. Las boquillas se fijan a la parte anterior del cilindro de inyección mediante rosca o también mediante un perfil de bayoneta.

El diámetro del canal de flujo en la boquilla depende del volumen de la cavidad del molde. En piezas de peso reducido (20-30 gramos) el orificio de la boquilla tiene que poseer un diámetro de unos 3 – 3.5 mm. Para moldes mayores y piezas con diverso espesor de pared pueden utilizarse boquillas con un orificio de hasta 6 mm. de diámetro. Algunos métodos exigen muchas veces barrenos de boquilla con un diámetro mayor, para poder compensar contracciones de volumen a través del eje del canal de llenado que conserva su consistencia.

En la práctica de la elaboración se utilizan mucho las boquillas convexas que trabajan por contacto con un bebedero con la correspondiente concavidad en el molde. De la figura 7 C (el cual es el más apto) es deseable que el radio de curvatura de la superficie frontal de la boquilla sea menor que el radio de la concavidad en el bebedero. En la práctica ha resultado adecuada una diferencia de 5 – 10 mm entre ambos radios.

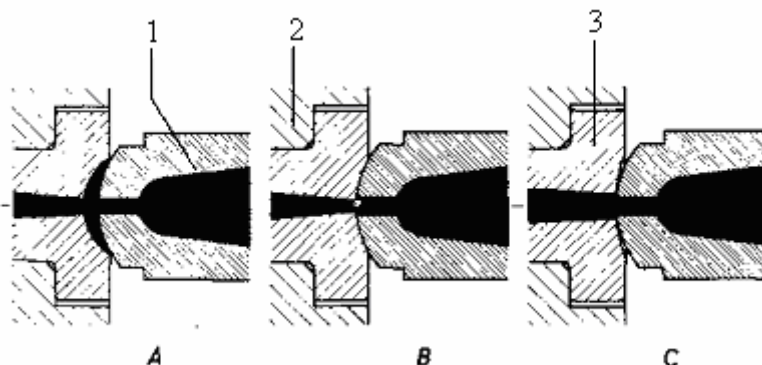
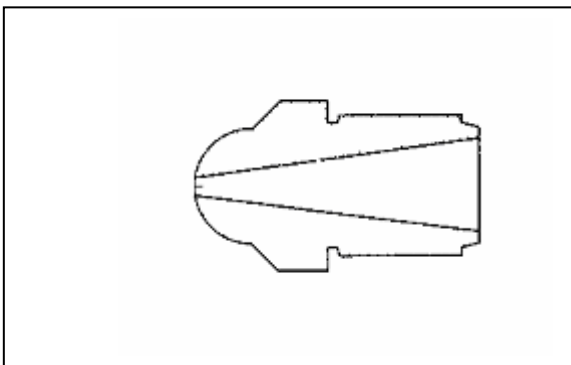


Figura 7. Representación esquemática de la utilización de boquillas convexas.

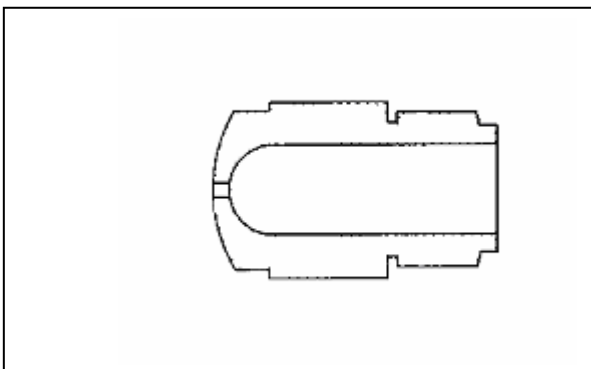
El problema de la figura 7 B) es que, cuando tienen el mismo radio que el bebedero, solamente se obtiene concetricidad, con una coincidencia exacta de ambas superficies en contacto, si se ensucia la cara frontal de la boquilla, queda perjudicada la junta. La figura 8 A) muestra una boquilla cuyo radio de curvatura es mayor que el radio de concavidad del bebedero. Al llenar el molde se llena también la cámara intermedia originada y la masa solidifica una vez efectuada la separación de la boquilla. El desmolde de la mazarota solamente es posible cuando se extrae el tapón desde la parte de la boquilla mediante una varilla de metal no férnico.

Existen además de las boquillas convexas, boquillas planas que son especialmente apropiadas para moldes sin bebedero. A continuación en la figura 8 se muestran esquemas de boquillas para trabajo industrial:

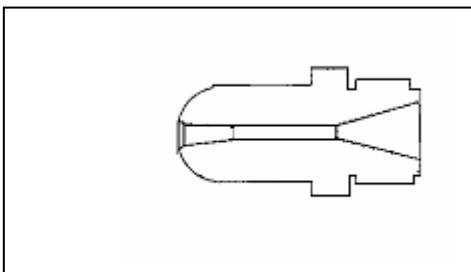


Ejecución estándar con perfil convexo, esta boquilla es típica y de construcción relativamente sencilla, permite un aumento de velocidad conservando presiones más regulares.

Este esquema representa la boquilla italiana la cual se utiliza para muestra máquina.



Llamada boquilla de flujo libre, con orificio prácticamente cilíndrico. Como su nombre lo indica permite un flujo libre para una menor pérdida de presión en la boquilla. Se emplea con grandes flujos de plástico.



Boquilla para la elaboración de termoplastos con baja viscosidad de flujo. El canal de flujo se amplía en cono en el extremo de la boquilla. Las dimensiones indicadas en mm. corresponden a una capacidad de plastificación del cilindro de unos 100 cm<sup>30</sup>

Figura 8. Esquemas de boquillas.



## 1.5 Unidad de cierre:

Tiene la misión de efectuar el movimiento hacia la posición de cierre y apertura del molde dentro del ciclo total de trabajo de la máquina. Los moldes constan casi exclusivamente de dos mitades, que se unen y separan entre sí por el plano de separación.

Fundamentalmente se distingue dos sistemas diversos en las unidades de cierre para máquinas de inyección. En el sistema por arrastre de fuerza, el cierre del molde se produce exclusivamente con ayuda de uno o varios cilindros hidráulicos o electromecánicamente, se realiza en cambio el cierre del molde mediante elementos de cierre mecánicos autobloqueables. Con ambos sistemas se produce al final del movimiento de cierre una energía que mantiene el molde cerrado trabajando en contra de la fuerza de apertura (presión interior). Tenemos que ver que el valor de fuerza depende del mecanismo de cierre, y éste debe de ser igual o mayor que la presión interna por inyección para cuestiones de diseño.

Algunas piezas no pueden inyectarse en forma simétrica; no puede evitarse entonces una configuración asimétrica de las vías de llenado, y por tanto un esfuerzo de apertura excéntrico. En tales casos es aconsejable establecer un factor de seguridad de aproximadamente 20 – 30 % de la presión máxima de cierre del molde.

Para absorber las altas presiones internas de llenado que se producen durante la operación y evitar una separación de las partes del molde por su plano de separación, e impedir gruesas rebabas o una salida de materia, hay que tomar las correspondientes disposiciones constructivas.

Las construcciones con arrastre de forma emplean en general sistemas de palancas acodadas o extensoras sencillos o dobles. El bloque es aquí tanto más rígido cuantos menos elementos intermedios contenga la construcción. Se ha visto en la práctica que la rigidez de cierre del molde puede aumentarse considerablemente cuanto más se renuncie a miembros intermedios móviles.

La fuerza de cierre del molde propiamente dicha de una unidad de cierre con sistema de palanca articulada consiste, en una fuerza de resorte producida por deformación elástica de los elementos de la máquina que producen el cierre del molde. Ésta deformación es producida por el correspondiente ajuste de las tuercas de los vástagos, que limitan el camino de la placa portamolde lado boquilla.

El accionamiento hidráulico del sistema de cierre con arrastre de forma ofrece la ventaja de la posibilidad de regulación continua de la velocidad de apertura y cierre. Como la cantidad de aceite a presión que actúa sobre el émbolo en el cilindro hidráulico determina la velocidad de movimiento del vástago del émbolo, es posible la adaptación de los movimientos de apertura y cierre a la correspondiente tasa de producción mediante válvulas de estrangulación.

En el sistema de arrastre de fuerza completamente hidráulico aumentan mucho las necesidades de aceite, ya que no solamente hay que producir el movimiento de cierre, sino además la fuerza de cierre, mediante la impulsión del pistón. La cantidad de aceite a presión a suministrar por unidad de tiempo es, por tanto, incomparablemente

mayor que en los sistemas de cierre por arrastre de forma accionados por un cilindro hidráulico.

Las grandes presiones de cierre deseadas exigen, con presiones normales del sistema de 100 a 120 Kg./cm<sup>2</sup>, superficies de impulsión relativamente grandes, y por tanto de costosa construcción.

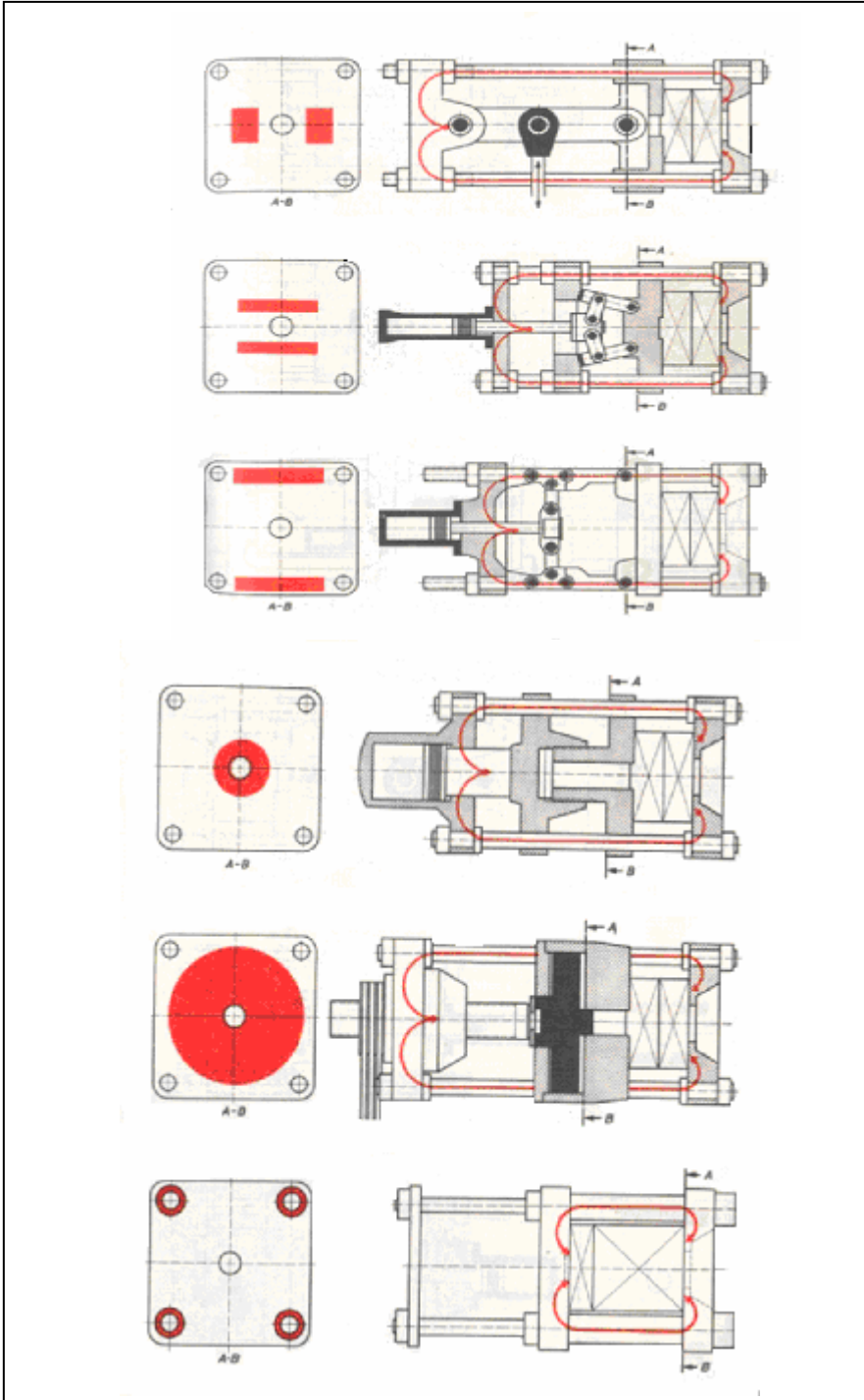


Figura 9.  
Representación  
esquemática del campo  
de cierre efectivo de  
unidades de cierre.

Todo el “Marco Teórico” hacer referencia fue tomado del libro <sup>[3]</sup>...Walter Mink Spe, Inyección de plásticos, 2ª Edición, Ed. Gustavo Gili, Barcelona 1977.

## CAPITULO II.

### Selección de materiales.

---

#### 2.1 Generalidades.

---

Por el principio que opera una máquina de inyección de plástico, establece diferentes zonas de temperatura, presión y esfuerzo, por conveniencia práctica y económica se asigna un material específico para cada zona de trabajo. En las máquinas industriales, para el tren de engranes del mecanismo de cierre se usan aceros tratados térmicamente para que tengan una elevada dureza y así disminuir su desgaste, pero un núcleo dúctil para que no sufra excesivamente las condiciones de operación, sin embargo, en las boquillas, cámara de plastificación, válvulas de no retorno, husillo y todo lo que tenga contacto con el plástico debe tener la cualidad que sea inerte y no reaccione en la inyección, por ello tiene que ser inerte la superficie y una resistencia elevada a la corrosión debe ser primordial para la elección del material.

De igual manera tenemos que considerar diferentes zonas de servicios, operación y materiales para la máquina que se analiza. Cabe mencionar que la selección que se hace de los materiales sólo es un análisis que complementa o por lo menos da un marco de referencia a los materiales que el diseñador eligió, en ningún momento se posponen materiales definitivos o únicos, simplemente se acortan variables que se convierten en constantes para próximas iteraciones en el análisis de esfuerzo.

#### 2.2 Unidad inyectora.

---

##### Cámara de plastificación:

En el capítulo anterior se maneja que la cámara de plastificación es el elemento donde se lleva a cabo la fusión del plástico para que pueda ser inyectado, es un recipiente a presión que tiene que soportar los fuertes esfuerzos que suceden cuando se debe de inyectar hacia el molde pasando por la boquilla, en nuestro caso la presión máxima que tendrá que soportar será de 21957 psi. lo cual es considerable; lo que no se dijo en el capítulo anterior fue que existe una inestabilidad de ciertas resinas halogenadas en contacto con los metales calientes, aunado a un reblandecimiento de las propiedades mecánicas con esa misma temperatura, dejándolo de una forma más clara, necesitamos un material que tenga:

1. Resistencia a la corrosión (ya que las temperaturas de moldeo fabrican un medio propicio para que éste fenómeno.)

2. Estabilidad de las propiedades mecánicas ante un aumento de temperatura a un máximo de 300 °C
3. Un límite elástico a tensión de 42,882 psi.
4. Que sea inerte al plástico cuando éste, está fundido.

Para el primer punto se tiene que proteger el interior de la cámara, o en su defecto que toda ésta sea de un material resistente a la corrosión (algunas máquinas usan aleaciones de níquel y stellite), dejando que las aleaciones ferrosas tengan un tratamiento especial para dar un recubrimiento en el interior del cilindro, éste tipo de tratamiento permite dejar inerte el núcleo solucionando el punto cuatro de la misma manera que se resuelve el uno.

Para determinar la estabilidad de las propiedades mecánicas en contra de la temperatura tenemos que saber que los aceros al bajo carbono sufren un notable cambio a temperaturas de cristalización, fenómenos como el de termofluencia son de vital importancia cuando trabajan en temperaturas elevadas, y si bien no es éste el caso, aún así los metales al bajo carbono sufren de una fatiga por temperatura, que a través de los ciclos de trabajo y el tiempo tiende a disminuir las propiedades mecánicas provocando fallas antes del límite de resistencia última, esto es bastante importante ya que si la resistencia última desciende, también es obvio que el límite elástico decrezca, provocando fallas que no se quieren en la máquina; para la solución de esto se puede manejar aceros con más elementos aleados que aumentan propiedades mecánicas y dejan un mejor comportamiento para el trabajo a temperaturas elevadas.

Una propuesta sería una aleación de acero forjado y endurecido, para después obtener una superficie de cromado duro, para materiales tales como el cloruro de polivinilo, que se descompone fácilmente al contacto con el acero caliente, se recomiendan aleaciones de alto contenido en níquel como el Níquel – Z, aunque tienen la desventaja de no poderseles calentar lo bastante para que adquieran la necesaria dureza. Sin embargo un cromado sería un método eficaz de abarcar nuestros requerimientos sin dejar de usar un acero dado nuestro nivel de esfuerzo, y aún mejor utilizar una selección de aceros nitrurados ya que el cromo tiende a caerse con el uso. Para ser más específicos de tablas proporcionadas por “Aceros Fortuna”, podríamos utilizar un acero al cromo – níquel – molibdeno “EX 17” (aproximación AISI 4320) dejando un acero relativamente económico en comparación con otra gama que ellos manejan, y dejando espacio suficiente para un tratamiento posterior.

#### Boquilla de inyección:

De la misma manera que en la cámara de plastificación el área que tiene contacto con el plástico fundido tiene que ser inerte, fuerte a la corrosión, y dureza relativamente elevada para soportar el trabajo al cual va a estar sometida, por lo tanto se elige el mismo material que en la cámara de plastificación dejando sólo dos observaciones.

En primera instancia ya que es el elemento más complicado de toda la máquina se hizo una pequeña investigación donde se acudió a las personas que manejan máquinas de inyección de plástico para que pudieran explicarnos cuales eran las fallas de boquilla, y que tipo de materiales eran usados por las máquinas que existen en la industria.

Nos establecieron que los problemas que sufren comúnmente las boquillas, después de ser usadas por largo tiempo tienen que ser cambiadas ya que sus bordes empiezan a achatarse, realmente no sufren de una fractura a menos de que el equipo sea indebidamente usado. Esto nos dio la pauta que, en sí, toda la boquilla tiene buenas propiedades mecánicas y el uso que tiene la desgasta en los bordes ya sea por contacto con el molde o simplemente del servicio que tienen que dar las máquinas.

Si se observa la figura 10, el punto a) hace contacto con el molde cada vez que se cierra éste, aunque se disminuya la velocidad para evitar un choque puede que a través del tiempo provoque el desgaste. Aunque también queda la posibilidad que el borde a) sea donde existe menos material para contener al plástico que presiona las paredes internas, lo que provoca que el esfuerzo se concentre y por ello el desgaste sea mayor en éste punto.

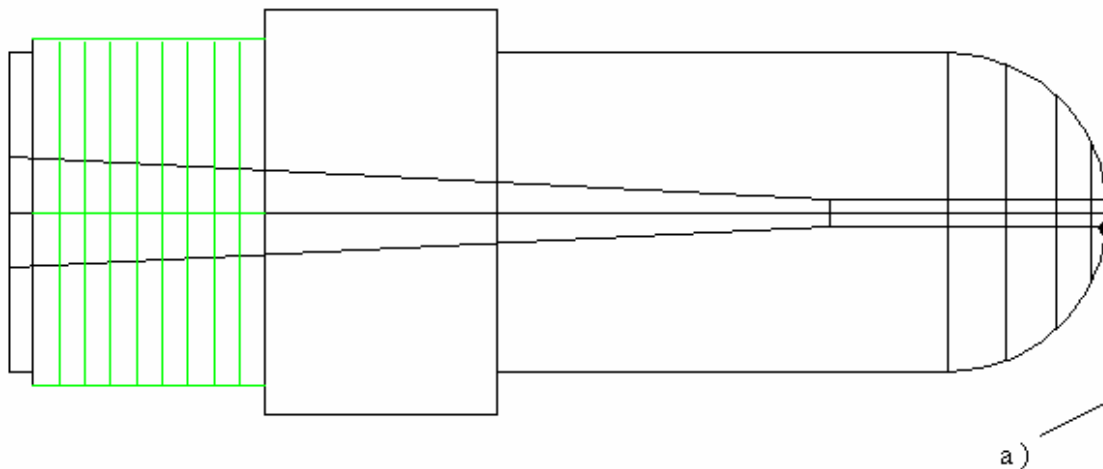


Figura 10: Esquema de boquilla estándar con perfil convexo empleada para la máquina.

Por desgracia, con ningún material podremos evitar esto, y si bien con materiales con propiedades mecánicas elevadas se disminuye tanto desgaste, como la posibilidad de fractura, no conviene, ya que el costo podría ser muy elevado en comparación con la vida útil, los parámetros no serían eficientes en todos los aspectos.

El segundo factor diferente a la cámara de plastificación sería la maquinabilidad de la boquilla, es en sí, mucho más difícil fabricar la boquilla que la cámara, sin embargo éste punto no se puede remediar con sólo el material ya que se deben de conservar las características de uso y operación, por ello el análisis converge con el mismo material para la boquilla que para la cámara.

#### Émbolo de inyección:

Dado que sigue siendo parte del mecanismo de inyección, sigue teniendo contacto con el plástico fundido, tendrá que conservar las propiedades mecánicas y anticorrosivos altas, aunque como se ve en la figura 11, solo el inicio del émbolo tiene contacto con el plástico, por ello en determinado caso se podría manejar dos materiales siempre y cuando ambos posean estabilidad térmica y el inicio del émbolo sea inerte al plástico.

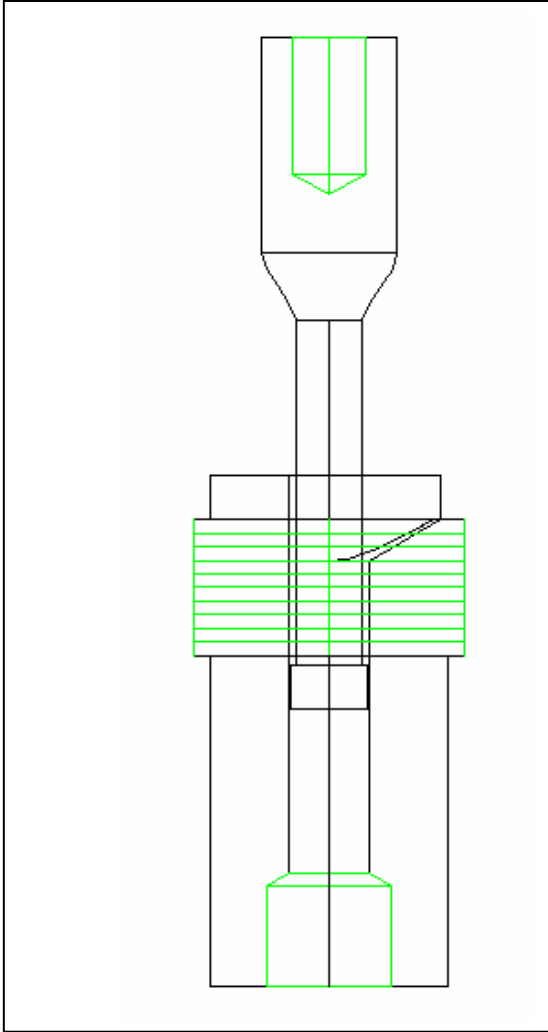


Figura 11: Ensamble de los elementos primarios del mecanismo de inyección.

Es de señalar que el émbolo trabaja como una columna a compresión cuando el material todavía no se mueve, por ello se sabe que al momento de seleccionar el material conforme a su esfuerzo, tendrá que calcularse la carga crítica y el esfuerzo crítico que puede soportar realmente el material.

## 2.3 Unidad de cierre

---

La unidad de cierre trabaja dos veces por cada ciclo de inyección, en la industria una máquina de inyección de plástico realiza su ciclo aproximadamente cada 45 segundos (dependiendo de las piezas a inyectar), dejando una máquina trabajar ocho horas continuas realizara 1280 movimientos, dado el peso del molde y las presiones de trabajo el desgaste se concentra en los componentes que tengan fricción entre ellos. En la pequeña investigación que hicimos es aquí donde el mantenimiento sufre vital importancia, las máquina de la industria generalmente no reciben mantenimiento, ni las toberas (boquillas de inyección), ni el cañón (cámara de plastificación); realmente donde si necesitan, es en el cambio periódico de cojinetes y en casos más graves reemplazar soportes o guías en el mecanismo de cierre.

Aún teniendo materiales con alta resistencia mecánica, además de un nitrurado, el desgaste es tal, que se tienen que reemplazar cuando no se da un mantenimiento correcto. Y de ésta manera se puede pensar que necesitamos ésta alta resistencia, sólo que el diseño, la construcción de la máquina, y sobretodo la operación y servicio de la máquina (la cual no contempla trabajos de ocho horas continuas), permiten el uso de aceros baratos ya accesibles. Con esto me refiero, ya que el molde no va a ser tan pesado y las dimensiones de la máquina son tan pequeñas, que dependiendo del servicio que se fuera a dar a la máquina será el material empleado para fabricarla, no necesariamente se tiene que aplicar materiales caros y con altas propiedades mecánicas, siempre y cuando se hagan las modificaciones pertinentes a la máquina; como el anexo de cojinetes lubricados de bronce o nilamyd (es importante que el cojinete sea menos duro para que el desgaste lo absorba el cojinete, también es conveniente que no se acerque a la dureza de lo que se quiere proteger, ya que puede que ambos se desgasten por igual), el acero que se utilice para las guías, tornillos y émbolo, sea rolado en frío, y que las condiciones de operación y servicio no sean dos o tres turnos al día de trabajo continuo.

También es conveniente que sea un material dúctil (o por lo menos el núcleo), porque los elementos están sometidos a flexión, un material frágil puede dar paso a la formación de microgrietas y de éstas a fracturar la pieza, sin mencionar que la fatiga que sufrirá con el servicio será más crítica de lo que sería una material dúctil.

## 2.4 Soportes de la máquina de inyección

---

Los soportes y la armadura de la máquina de inyección puede ser del material más barato y fácil de conseguir, en éste caso propusimos un acero 1018 cold rolled, dentro de los tratamientos para que éste material no se oxide va a disposición del diseñador, sin embargo es conveniente que por lo menos lleve pintura para que éste recubrimiento impida la oxidación de toda la armadura, también puede llevar un cromado ligero aunque éste es mucho más caro.

## CAPITULO III.

# Análisis de esfuerzos de la máquina de inyección de plástico.

### 3.1 Introducción.

El análisis estructural está comprendido dentro de la mecánica de sólidos la cual tiene como objetivo el estudio de esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en un cuerpo.

Se realiza un análisis estructural cuando una estructura está sujeta a cargas de considerable magnitud que pueden llegar a hacer que falle, si el material de dicha estructura es dúctil entonces una falla puede consistir en la deformación permanente de algún elemento que pueda llegar a desestabilizarla, o bien si hablamos de que la estructura es de un material frágil entonces la falla consistirá en la rotura de algún elemento.

La mecánica de sólidos plantea un sistema de 15 ecuaciones diferenciales en derivadas parciales con 15 incógnitas; de las cuales 3 provienen de la teoría de esfuerzo y son llamadas ecuaciones de equilibrio (fig.3.1a); 6 son las relaciones deformación desplazamiento (fig.3.1b) que se deducen a partir de la cinemática y finalmente 6 relaciones esfuerzo-deformación. En particular este último grupo de ecuaciones considera las propiedades del material, dichas propiedades pueden depender del tiempo o no, además, la relación puede ser lineal o no lineal. Las ecuaciones que presentan en la figura 3.1c corresponden con las derivadas de la teoría de la elasticidad lineal.

$$\begin{array}{lll}
 \frac{\delta\sigma_x}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{xy}}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{xz}}{\delta z} + F_x = 0 & \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] & \varepsilon_x = \frac{\delta u}{\delta x} & \gamma_{xy} = \frac{\delta v}{\delta x} + \frac{\delta u}{\delta y} \\
 \frac{\delta\tau_{yx}}{\delta x} + \frac{\delta\sigma_y}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{yz}}{\delta z} + F_y = 0 & \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] & \varepsilon_y = \frac{\delta v}{\delta y} & \gamma_{yz} = \frac{\delta w}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta z} \\
 \frac{\delta\tau_{zx}}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{zy}}{\delta y} + \frac{\delta\sigma_z}{\delta z} + F_z = 0 & \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] & \varepsilon_z = \frac{\delta w}{\delta z} & \gamma_{zx} = \frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x} \\
 \text{a)} & \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} & \text{b)} & \\
 & \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} & & \\
 & \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} & & \\
 \text{c)} & & & 
 \end{array}$$

Fig. 3.1 Sistema de Ecuaciones planteado para un problema de Mecánica de Sólidos a) ecuaciones de equilibrio b) relaciones deformación-desplazamiento c) ecuaciones constitutivas derivadas de la teoría de la Elasticidad lineal.



Un problema de mecánica de sólidos se va reduciendo en complejidad conforme se van introduciendo restricciones, hasta el punto de no resolver dicho sistema de forma analítica, sino a base se proponer funciones solución, método semi-inverso, la teoría que se ocupa de este método es la mecánica de materiales, también llamada resistencia de materiales, teoría técnica o teoría de vigas, ejes y columnas. Los problemas de los que se ocupa son los de flexión, torsión, tensión y dilatación en elementos con geometrías y cargas externas simples. Estas son restricciones muy fuertes y por tanto esta teoría está muy limitada, sin embargo durante muchos años fue la base para la solución de muchos problemas prácticos y, de hecho, aun en la actualidad se sigue utilizando.

El análisis realizado en el presente trabajo está basado en la teoría de la mecánica de materiales, ya que las partes que conforman a la máquina de inyección tienen, la mayoría, geometrías relativamente simples, sin embargo, por simplificación del problema, en algunas de ellas se simplifican, con criterio, las condiciones de frontera. Con el fin de corroborar los resultados obtenidos se recurre a la utilización de un software de elemento finito.

3.<sup>2.1</sup> Clasificación: MI-MI-00

Nombre de la pieza: Husillo Nuevo.

Ésta pieza trabaja desplazando el volumen de inyección a través de la cámara de plastificación y la boquilla. En la suposición más crítica, éste elemento tiene que desplazar al material en un punto donde el plástico no ha alcanzado un comportamiento homogéneo dejando partes sólidas y partes líquidas, esto provoca un pequeño tapón de material sin plastificarse, se puede suponer que existe una reacción en sentido contrario de la misma magnitud que la fuerza ejercida por el pistón (por lo tanto  $P_t = P_{tr}$ ). En éste instante no existe movimiento y el elemento actúa como una columna donde el pandeo y la carga crítica tienen que ser encontrados para hallar hasta donde puede resistir un material específico.

Observe la figura 12:

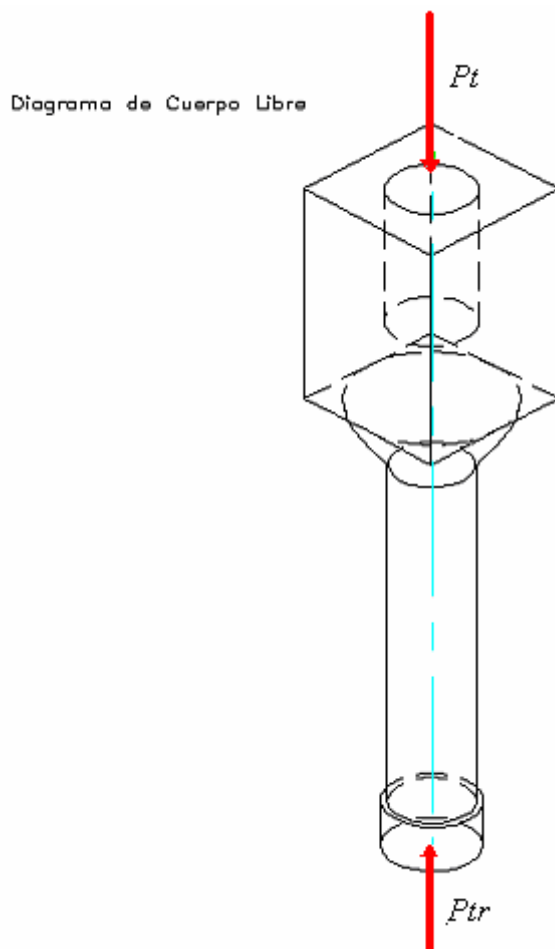


Figura 12. D.C.L de la pieza Husillo Nuevo.

De los planos MI-MI-00 obtenemos:

$$\phi = \frac{3}{8}''$$

$$l = 2.5''$$

$$Pt = 1.5Ton. = 3284.5lb = Ftr$$

Se debe de encontrar la razón de esbeltez, para situar a la columna como corta, intermedia o larga.

La razón de esbeltez es:

$$Sr = \frac{l_{efec}}{k} \dots [2]$$

Donde:

$l_{efec} = .65 l$  (factor estimado para un doble empotramiento según AISC)

$$k = \sqrt{\frac{Ix}{A}} \text{ (Radio de giro)... [2]}$$

Que a su vez:

$$Ix = \text{Momento de inercia con respecto a x. } Ix = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$A = \text{área de la sección transversal de la columna. } A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

Nota:  $Ix = Iy$  (en éste caso)

Como resultados obtenemos que:

$$Ix = 0.000970721 \text{ pulg}^4$$

$$A = 0.110447 \text{ pulg}^2$$

$$K = 0.09375 \text{ pulg.}$$

$$Sr = 17.33333 \text{ (adimensional)}$$

Este último resultado es bastante importante, ya que dependiendo de la razón de esbeltez se puede determinar que tipo de columna es; lo cual nos permitirá aplicar diferentes ecuaciones para el cálculo de su carga crítica.

---

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. pag 237

Una columna corta se define como aquella cuya razón de esbeltez es ligeramente menor a 10. En éste caso se aplicará el límite elástico del material a compresión como factor límite, por ello el esfuerzo que podrá resistir es el esfuerzo máximo que resiste el material a una simple prueba de tensión.

Por desgracia para éste elemento sobrepasa éste limite, por ello tenemos que calcular  $(Sr)_D$ , que es el punto crítico para decidir que ecuaciones se llegaran a utilizar para calcular la carga crítica. Y para calcular éste valor ya se tienen que considerar posibles materiales ya que las formulas dependen de sus módulos de elasticidad.

Para aluminio 2014 T6.

$$(Sr)_D = \pi * \sqrt{\frac{2 * E}{S_y}} \dots [2]$$

$$(Sr)_D = 55.47061488$$

Dado esto, la columna es intermedia, regida por las fórmulas de Jonson. En el Diagrama 2 se muestra la grafica de relación de Esbeltez en contra de la carga unitaria.

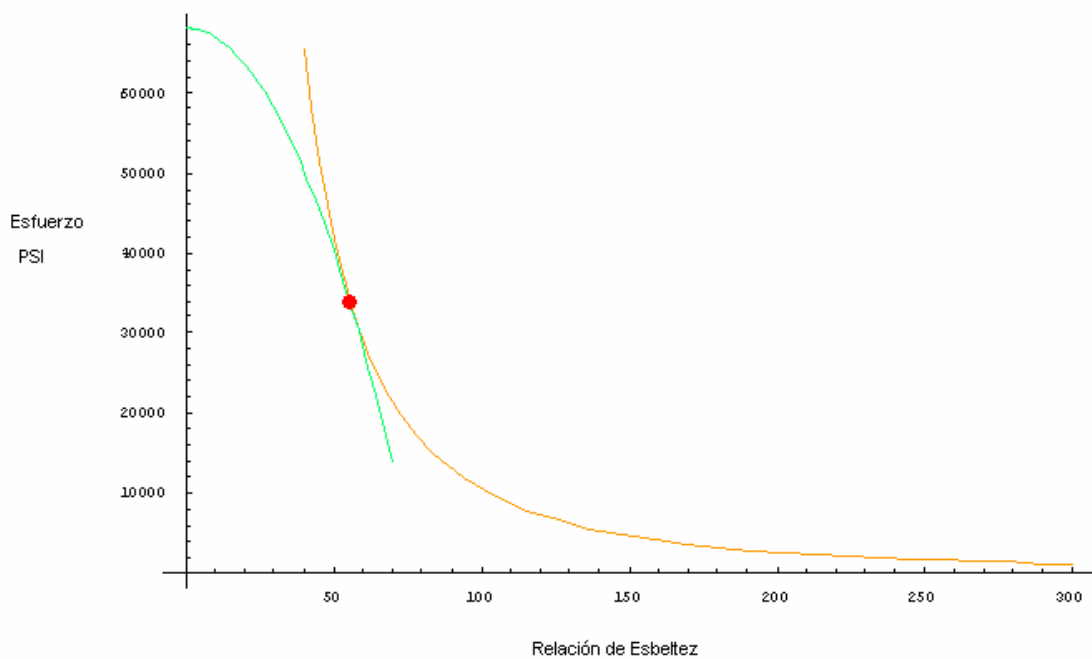


Diagrama 2: El punto rojo es  $(Sr)_D$ , claramente establece el punto de partida para decidir entre si es una columna corta o intermedia, la línea izquierda (Línea de Johnson) es valida desde  $\{0, (Sr)_D\}$  mientras que la línea derecha va desde el intervalo  $\{(Sr)_D, 300\}$  (para valores prácticos).

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. Pág. 242

El esfuerzo máximo a compresión que resiste la columna antes de pandearse es:

$$\sigma_{crJ} = S_y - \frac{1}{ME} * \left( \frac{S_y * Sr}{2 * \pi} \right)^2 \dots [2]$$

Donde:

$S_y$  = Resistencia última a compresión (psi)

$ME$  = Módulo elasticidad (psi)

$Sr$  = Razón de Esbeltez (adimensional)

El resultado de tal operación fue:

$$\sigma_{crJ} = 64680.16574908 \text{ psi}$$

Si éste resultado se multiplica por el área, se encuentra la carga crítica de pandeo:

$$P_{ct} = \sigma_{crJ} * A \dots [1]$$

$$P_{ct} = 7143.69944 \text{ lb}$$

Dado que el pistón maneja 3284.5 lb. tenemos un factor de seguridad de:

$$P_{permisible} = \frac{P_{ct}}{F.S.} \therefore F.S. = \frac{P_{ct}}{P_{permisible}} = \frac{7143.69944}{3284.5} = 2.17$$

Ya que no podemos conformarnos con un solo material el análisis se hizo para otros dos materiales acero estructural A36 y acero inoxidable 304.

En el acero A36 los resultados fueron:

$$(Sr)_D = \pi * \sqrt{\frac{2 * E}{S_y}}$$

$$(Sr)_D = 99.3458$$

“ $Sr$ .” no cambia con respecto al material ya que sólo depende de la geometría y no de las propiedades del material. Dado esto, la pieza va a seguir actuando como una columna, su grafica de relación de esbeltez es:

---

[1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall. Pag. 653

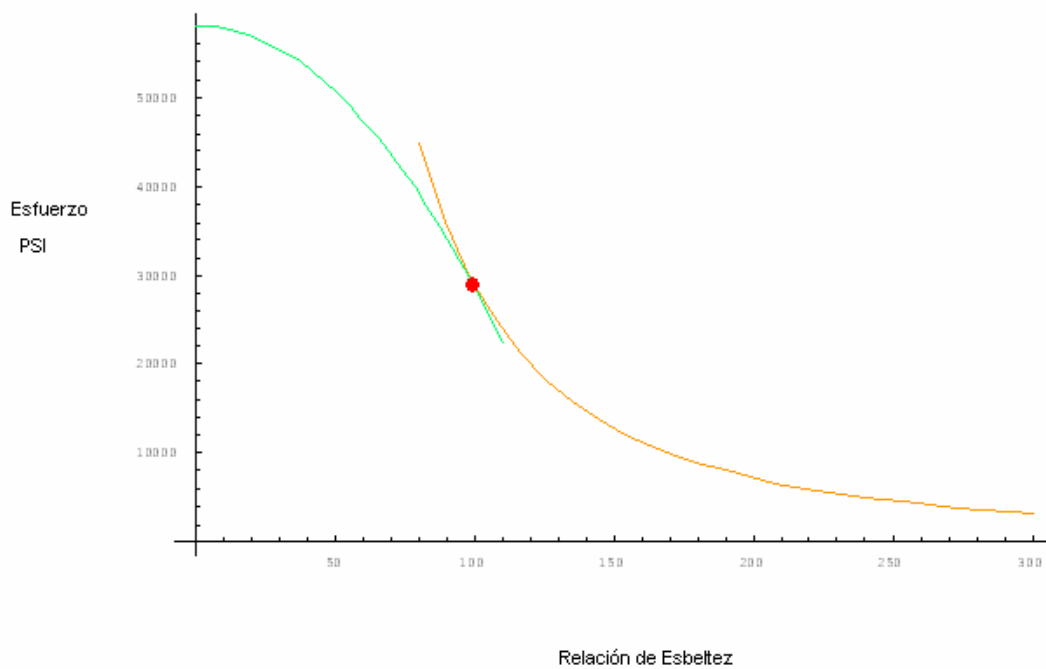


Diagrama 3: Esta gráfica fue hecha para el esfuerzo máximo que puede sostener una columna de acero A- 36.

El esfuerzo máximo a compresión que resiste la columna antes de pandearse es:

$$\sigma_{crJ} = Sy - \frac{1}{ME} * \left( \frac{Sy * Sr}{2 * \pi} \right)$$

$$\sigma_{crJ} = 57117.2 \text{ psi}$$

La carga crítica es:

$$Pct = \sigma_{crJ} * A$$

$$Pct = 6308.4 \text{ lb}$$

Y su factor de seguridad:

$$P_{permissible} = \frac{Pct}{F.S.} \therefore F.S. = \frac{Pct}{P_{permissible}} = \frac{6304.4}{3284.5} = 1.9$$

Este resultado es razonable ya que su esfuerzo último a compresión es menor que el del aluminio, éste parámetro nos indica que tenemos que saber que en un caso extremo podría fallar la pieza de acero antes que la de aluminio.

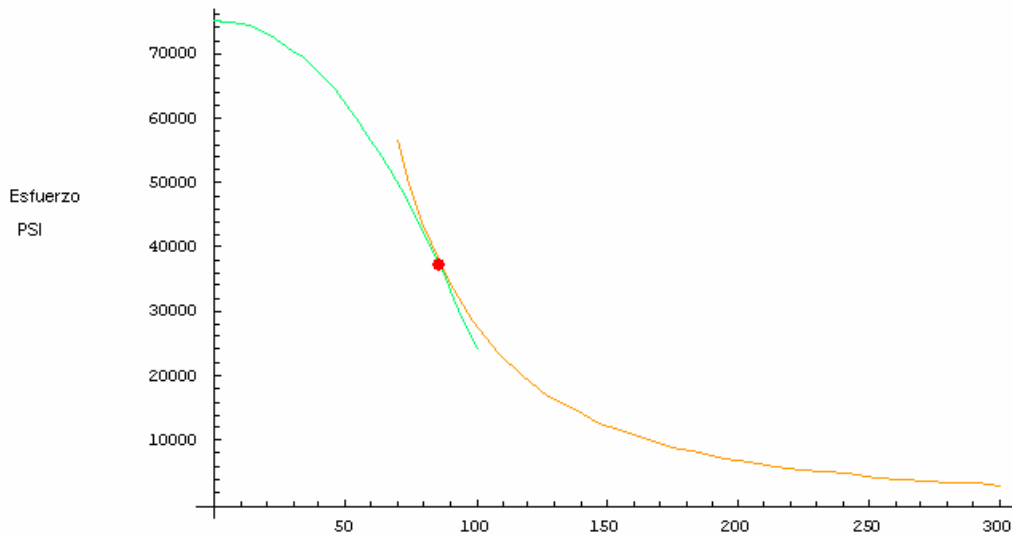
Por último el análisis se hizo para el acero inoxidable 304:

Su valor (Sr)<sub>D</sub>:

$$(Sr)_D = \pi * \sqrt{\frac{2 * E}{Sy}}$$

$$(Sr)_D = 85.8445814$$

La curva de relación de esbeltez es:



Relación de Esbeltez

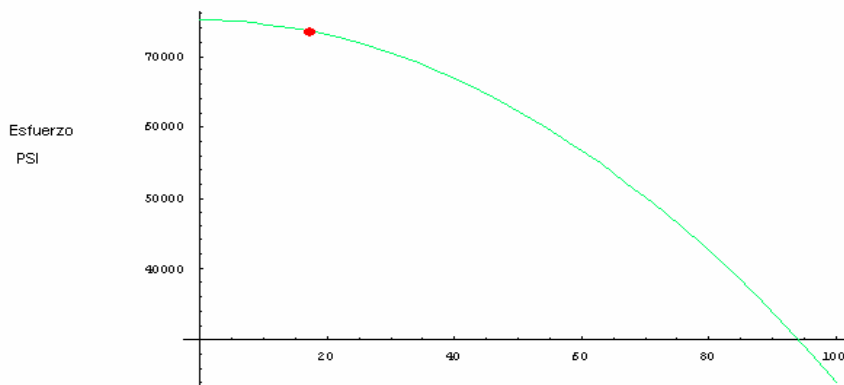
Esquema 4: Como se puede observar el esfuerzo crítico que puede soportar el acero inoxidable es superior al que puede sostener el acero común.

Su esfuerzo último a compresión:

$$\sigma_{cnJ} = Sy - \frac{1}{ME} * \left( \frac{Sy * Sr}{2 * \pi} \right)^2 \dots [2]$$

$$\sigma_{cnJ} = 73471.13571$$

Haciendo un acercamiento en la gráfica nuestro valor encontrado fue “a”:



Relación de Esbeltez

Esquema 5: El valor encontrado esta muy cerca del valor que resiste una probeta a tensión simple, esto se debe a que la columna esta relativamente cerca de ser corta.

Donde su carga crítica fue:

$$Pct = \sigma_{crJ} * A$$
$$Pct = 8114.63151$$

Y su factor de seguridad es:

$$P_{permissible} = \frac{Pct}{F.S.} \therefore F.S. = \frac{Pct}{P_{permissible}} = \frac{8114.63151}{3284.5} = 2.47 \dots [1]$$

El husillo para conectarse con el pistón va roscado en su parte superior, el esfuerzo que se produce en la rosca es gracias a la carga axial que trata de barrer al tornillo, si el tornillo con una perforación roscada tiene una longitud de cuerda de 1.5 veces el diámetro, el esfuerzo para barrer la tuerca será superior, que el esfuerzo de tensión necesario para hacer fallar al tornillo, y ya que hablamos de éste caso en especial para nuestra pieza, no es necesario calcular el esfuerzo de barrido que se produce en la tuerca.



### 3.<sup>2.2</sup> Clasificación: MI-MI-01

Nombre de la pieza: Cámara Reelaborada.

---

La pieza que se analiza a continuación es vital para el proceso de inyección, en ésta pieza el plástico se transformara de un sólido en una sustancia plastificada; antes de ser inyectado por la boquilla hacia el molde. Éste recipiente tiene que soportar que el plástico sea forzado a pasar por la boquilla, además que en su estado líquido podemos suponer para un punto crítico que el material a trabajar es un fluido incompresible por sólo un instante, (esto sólo podría acercarse a la realidad antes de ser inyectado el plástico) y éste se rige por las leyes de los líquidos incompresibles, donde la presión de la cámara será proporcional a la fuerza y el área, por lo cual la fuerza del pistón se transmitirá íntegramente y provocará una presión uniforme en las paredes.

Si bien esto no es cierto, ya que se sabe que la fuerza del pistón no es completamente transmitida gracias a que existen perdidas generadas por el fluido con las paredes de la cámara, además de la compresión del material (el cual todavía no ha plastificado, pero al suponer una condición crítica y en un marco teórico es válida sabiendo que nuestra suposición de fuerzas es sobrada y relativamente correcta. Dada ésta suposición los datos que obtuvimos de los planos fueron:

$$F_t = 1.5\text{Ton.} = 3308.235\text{lb} = F_{tr}$$

$$r_i = .2190\text{in}$$

$$r_o = .6563\text{in}$$

$$l = 1.7216\text{in}$$

Donde:

$F_{tr}$  = Fuerza transmitida del pistón.

$r_i$  = radio interior de la cámara de plastificación.

$r_o$  = radio exterior de la cámara de plastificación.

$l$  = longitud de la cámara de plastificación.

Para calcular la presión en el interior de la cámara lo primero que tenemos que hacer es calcular el área del pistón que toca al plástico líquido, y para esto queda:

$$A = \pi * r_i^2$$

$$A = \pi * .219^2 = 0.1506\text{in}^2$$

Por lo que la Presión en la cámara será:

$$P_{tr} = \frac{F}{A} = \frac{3308.23}{0.1506} = 21956.2\text{psi.}$$

Dada su geometría el recipiente es cilíndrico con un espesor de pared “t” de 0.4373 in. Para saber su esfuerzo tenemos que determinar si el recipiente es de pared gruesa o delgada y para esto lo único que tenemos que hacer es dividir el radio interior  $r_i$  entre su espesor  $t$ . Si éste resultado es menor que diez es un recipiente de pared gruesa, de lo contrario si es mayor que 10 es un recipiente de pared delgada.

$$\frac{r}{t} = \frac{.2190}{.4373} = 0.5008 \dots \quad [1]$$

Este resultado es muy por debajo de 10 y por ello es un recipiente de pared gruesa. Las ecuaciones que rigen a un recipiente de pared gruesa donde la presión externa  $P_o = 0$ , y tiene un extremo abierto son las siguientes:

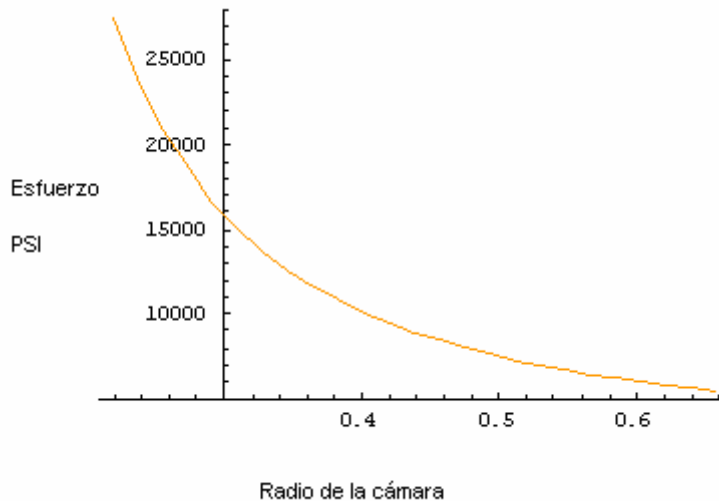
Para el esfuerzo tangencial (en forma de anillo) que sufre el recipiente es:

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * p_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left( 1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \dots \quad [2]$$

Sustituyendo:

$$2751.12 * \left( 1 + \frac{0.43073}{r^2} \right)$$

Cabe aclarar que  $r$  sólo es válida o real desde el intervalo  $\{r_i, r_o\}$ , la gráfica del esfuerzo en contra del espesor será la siguiente:



Esquema 6: Es notorio como el comportamiento del esfuerzo disminuye hacia el exterior de la pared.

En la gráfica se pueden observar dos cosas, la primera que los valores positivos dan un esfuerzo a tensión, y la segunda es que el esfuerzo disminuye en cuanto aumenta el espesor del recipiente, dado que el valor crítico de esfuerzo será cuando  $r = r_i$

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. Pág. 250

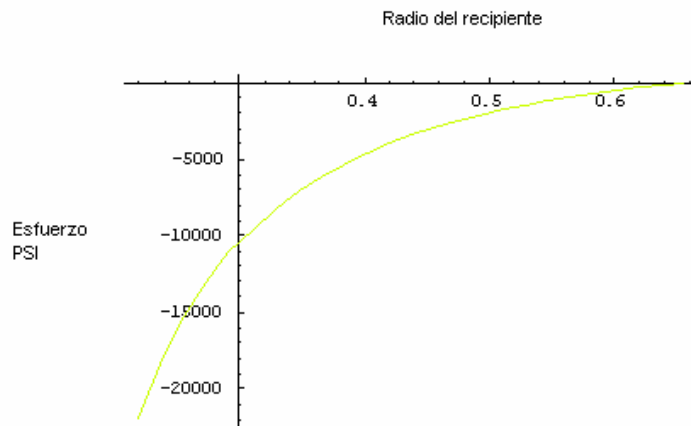
Para el mismo recipiente existe un esfuerzo radial el cual es:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 * p_i}{r_o^2 - r_i^2} * \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right) \dots [2]$$

Sustituyendo:

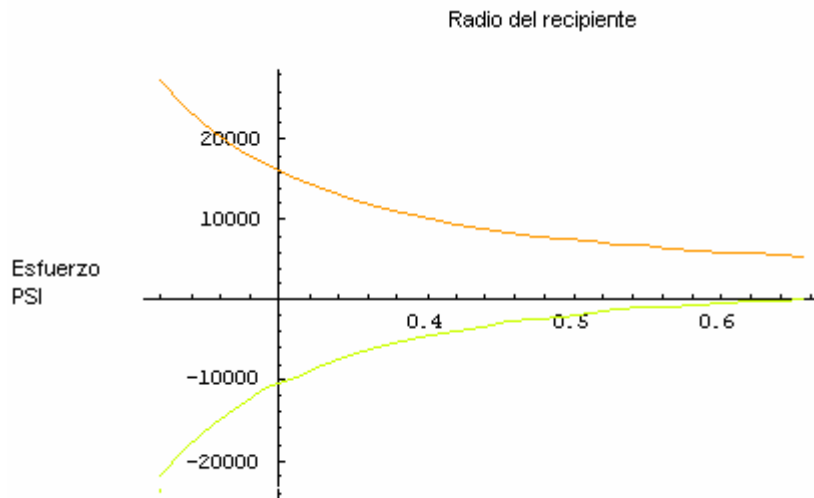
$$2571.12 * \left(1 - \frac{0.43073}{r^2}\right)$$

Graficando queda:



Esquema 7: Este esquema muestra el comportamiento del segundo esfuerzo principal.

De la misma manera las gráficas presentan un esfuerzo que se reduce como r se acerca  $r_o$  y es máximo con  $r = r_i$ , sólo que éste esfuerzo es provocado a compresión dados sus valores negativos. Únicamente como comparación se muestran ambas gráficas juntas:



Esquema 8: Ambos valores del esfuerzo del recipiente.

Para tener una referencia más concreta utilizaremos el valor  $r_i = r$ , teniendo éste valor obtendremos el valor máximo de esfuerzo que existe en la pieza y ubicando en un plano solamente estático determinaremos que tipo de material es el que se debe utilizar.

El valor del esfuerzo tangencial y radial en  $r_i = r$  es:

$$\sigma_t = 27458.5 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = -21956.2 \text{ psi}$$

Cabe aclarar que tanto  $\sigma_t$  como  $\sigma_r$  son esfuerzos principales, en éste caso se hizo igual  $\sigma_t = \sigma_1$  y  $\sigma_2 = \sigma_r$

Obtenemos el siguiente estado de esfuerzos:

$$\sigma_1 = 27458.5 \text{ psi}$$

$$\sigma_2 = -21956.2 \text{ psi}$$

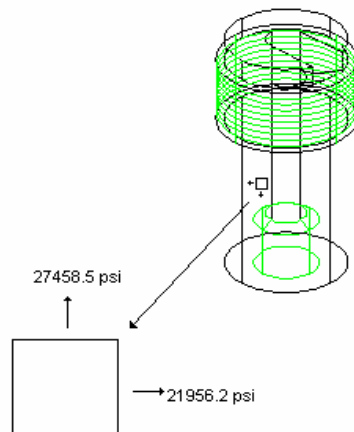


Figura 13 Estado de esfuerzos en la cámara reelaborada.

Dado que en la cámara existe un estado de esfuerzos, donde tenemos 2 esfuerzos principales tenemos que encontrar un criterio de cedencia, aplicando la formula de Von Mises:

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \dots [2]$$

Donde:

$S_y$  = límite elástico a tensión.  
 $\sigma_1, \sigma_2$  = esfuerzos principales

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. Pág. 181, 250

Sustituyendo:

$$S_y = \sqrt{27458.5^2 - 27458.5 * -21956.2 + (-21956.2)^2}$$

$$S_y = 42,882 \text{ psi.}$$

Este esfuerzo es considerable, pero no problemático para un acero aleado, sin embargo el problema de la temperatura es más problemático y es seguro que la pared trabaje por lo menos a 120° C, hasta una temperatura de 300 °C dependiendo del plástico que se inyecte. Es vital tener en cuenta que material se debe de evaluar utilizando criterios de desgaste, trabajo en caliente y corrosión más que de su esfuerzo por condiciones estáticas, dejando que los aceros al bajo carbono se excluyan de ésta selección.

La base soporte sostiene a la cámara de plastificación por medio de una cuerda. La carga que se produce en la cámara al momento de ser inyectado el plástico provoca que exista un esfuerzo a cortante que barre las roscas de la cámara y la misma base.

Sin embargo, ya que el material de la cámara es un acero aleado para soportar el trabajo en caliente y éste material es más duro que el material de la base de la cámara de plastificación, provoca que el barrido sea en la base y no en la cámara. Por ello no tiene sentido calcular el esfuerzo de barrido del tornillo, ya que es en la base de la cámara de plastificación donde éste cálculo cobra vital importancia, y con éste se basa el diseño de la rosca.

## 3.3 Unidad de cierre

### 3.3.1 Clasificación: MI-MC-00

Nombre de la pieza: Sin fin.

---

El elemento primario del mecanismo de cierre es el tornillo sin fin con cuerda “Acme de un diámetro exterior de 5/8 pulg.”, éste elemento permite el movimiento de la “platina fija \_ 1” para la adaptación de diferentes moldes; también éste tornillo tiene que autobloquearse para no moverse por la presión de inyección por circunstancias obvias de seguridad y conformado.

Del plano MÍ-MC-00 y de tablas obtenemos:

$$d = \frac{5}{8} \text{ in.}$$

$$l = 5 \frac{7}{8} \text{ in.}$$

$$p = .125 \text{ in.}$$

$$N = 8$$

$$dp = .563 \text{ in.}$$

$$dr = 0.5 \text{ in.}$$

Donde:

d = diámetro exterior.

l = longitud de la cuerda.

p = paso.

N = número de hilos por pulgada.

dp = diámetro de paso.

dr = diámetro interior.

El autobloqueo en un tornillo de potencia se refiere a una situación en la cual el tornillo no podrá ser girado por la aplicación de cualquier magnitud de fuerza que se aplique axialmente a la tuerca (no como un par de torsión).

La situación de autobloqueo para un tornillo de avance o de potencia es fácil de predecir, si se conoce el coeficiente de fricción de la unión tornillo tuerca. La relación entre el coeficiente de fricción y el ángulo de avance del tornillo determina su capacidad de autobloqueo. Un tornillo se autobloqueará si:

$$\mu \geq \frac{L}{\pi * dp} * \cos \alpha \dots [2]$$

---

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. Pág. 901

Donde:

$\mu$  = coeficiente de fricción entre la rosca y tuerca.

L = avance (para un rosca simple L = p).

$\alpha = 14.5^\circ$  (para una roca Acme)

Sustituyendo:

$$\mu \geq \frac{.125}{\pi * .563} * \text{Cos}(14.5)$$

$$\mu \geq 0.0684217$$

La literatura maneja que el coeficiente de fricción de una combinación de rosca y tuerca lubricadas con aceite es de alrededor de  $0.15 \pm 0.05$ . Por ello, éste tornillo es autobloqueante. Cabe mencionar que estas relaciones suponen una situación de carga estática, la presencia de cualquier vibración proveniente de una carga dinámica o de otras fuentes puede hacer que un tornillo, que de otra manera sería autobloqueante, gire hacia atrás. Cualquier vibración que cause un movimiento relativo entre tuerca y tornillo de manera inevitable causará un deslizamiento hacia abajo por el plano inclinado de la rosca.

Sabiendo que el tornillo efectuara su función primordial, la cual es no desplazarse al momento de la inyección, lo que sigue es determinar su esfuerzo. El elemento ésta sometido a la fuerza de cierre en el momento de la inyección, ésta fuerza hace que el elemento se pandee, pero también lo flexiona dando un problema de esfuerzos combinados.

Primero se calculará el esfuerzo que existe por pandeo y después el que existe por flexión, habiendo hecho esto se utilizará el principio de superposición para ver el resultado de ambos esfuerzos combinados.

Observe la figura 14:

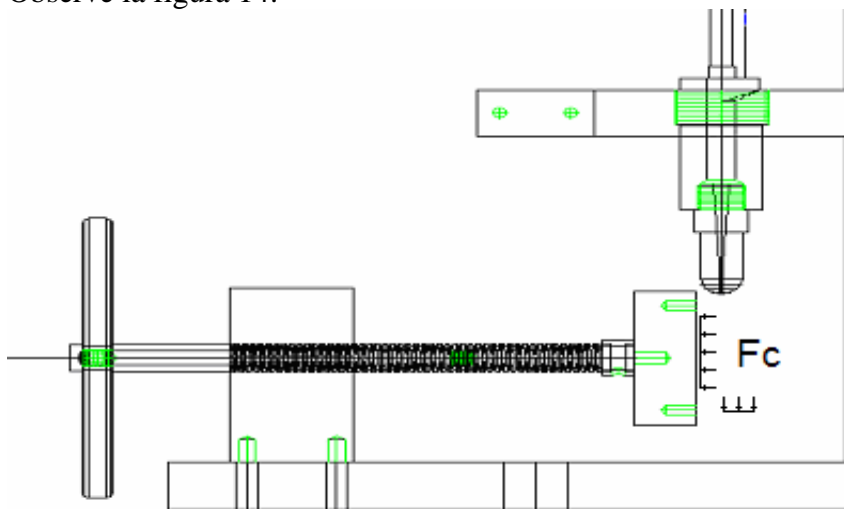


Figura 14: Esquema del tornillo en el ensamblaje completo.

La figura 14 muestra claramente que el tornillo tiene que soportar a los dos componentes de  $F_c$ , una que lo comprime y otra que lo flexiona. Los libros que hablan de la maquinaria de inyección establecen que  $F_c$  es la fuerza con la que tiene que cerrar el mecanismo de cierre, ésta fuerza es la presión de inyección por el área transversal del molde, para el caso más simple.

El primer problema que necesita ser resuelto es, que un molde va a ir en función de la capacidad de inyección, y de la geometría de la pieza a fabricar, dado esto puede haber una variedad de formás, y por tanto, no podemos establecer una geometría en especial para calcular la fuerza  $F_c$ , sin embargo, ya que se hace la suposición que cuando el material está plastificado es un líquido, la fuerza será constante en el molde, despreciando cualquier pérdida de presión en la cámara y boquilla de inyección; aunada a ésta suposición se anexa que la fuerza  $F_c$  tendrá dos componentes tanto horizontal como vertical y el valor de ambas será de 1.5 ton, esto es falso ya que cuando se inyecte el plástico la fuerza  $F_c$  vertical será aplicada en ambas partes del molde, pero se hace ésta suposición ya que no podemos determinar cuanto podrá absorber cada parte.

El esfuerzo promedio que sufre la pieza por la acción de  $F_c$  horizontal es simplemente:

$$\sigma_{prom} = \frac{F_c}{A}$$

$$\sigma_{prom} = \frac{3308.23\text{lb}}{0.196349\text{in}^2} = 16848.7\text{psi}$$

El siguiente paso es determinar el esfuerzo que sufre el tornillo por la fuerza  $F_c$  vertical. La siguiente figura muestra esquematizado al tornillo, donde se desprecia el peso del tornillo, y ésta pieza actúa como una viga redonda con un diámetro  $d_r$  y una longitud de  $l_{tefec}$  que va desde la placa guía del tornillo sinfín hasta el centro de la boquilla.

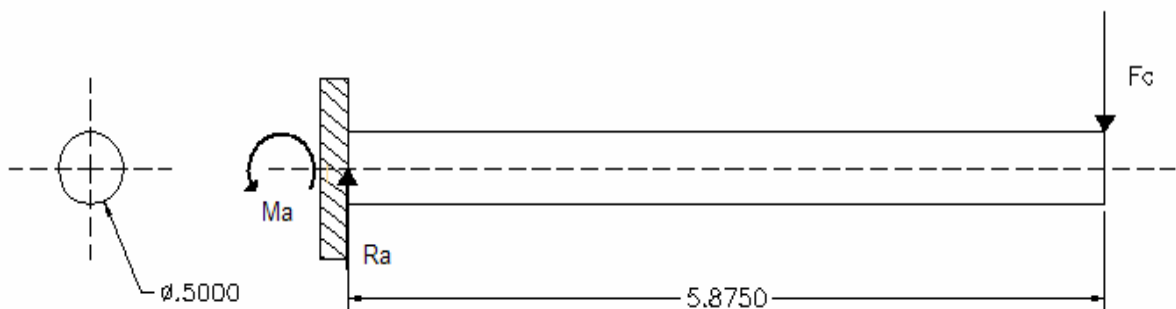


Figura 15 Esquema del tornillo sin fin D.C.L..



Primero se calculan las reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum F_y = R_a - F_c = 0$$

$$R_a = 3308.23 \text{ lb.}$$

$$\sum M_A = M_a - F_c * 5.875 = 0$$

$$M_a = F_c * 5.875 = 19435.85125 \text{ lb} * \text{in}$$

Teniendo el valor de las reacciones, utilizamos el método de secciones para calcular los diagramas de cortante y momento flexionante:

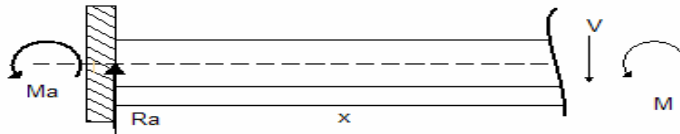
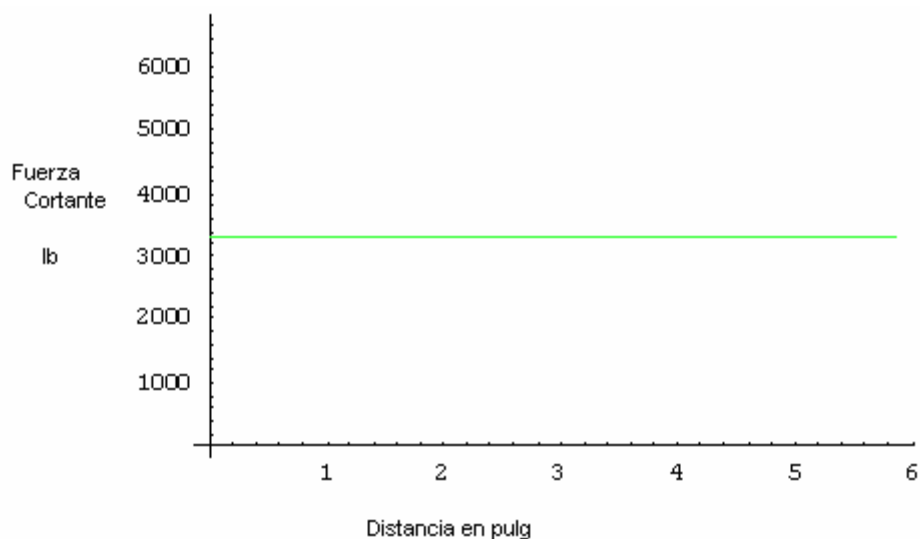


Figura 16: Sección en el intervalo  $0 < x < 5.875$

En el intervalo  $0 \leq x \leq 5.875$  se encuentra que el diagrama de cortante es:

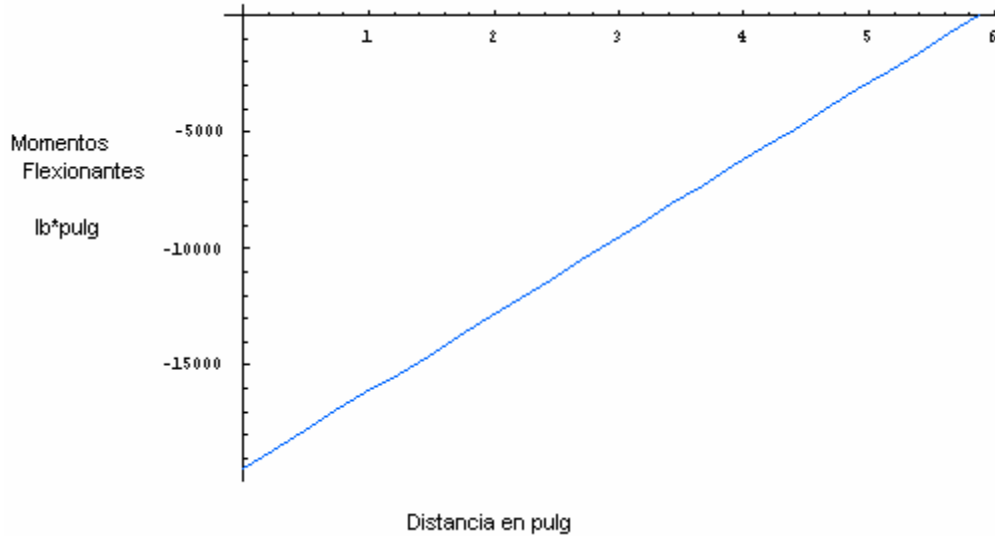
$$R_a - V = 0 \therefore R_a = V$$



Esquema 9: El diagrama de cortantes muestra una fuerza constante en toda la pieza.

En el intervalo  $0 \leq x \leq 5.875$  se encuentra que el diagrama de momento flexionante es:

$$Ma + M - 3308.23 * x = 0 \therefore M = 3308.23 * x - Ma$$



Esquema 10: Como se ve en la grafica, el diagrama muestra que el momento flexionante máximo se encuentra en el empotramiento.

Teniendo los diagramas de cortante y flexión sabemos que el mayor momento flexionante se encuentra cerca del empotramiento y por ello el mayor esfuerzo, en cambio el cortante es el mismo en toda la viga.

Solo se calculara el esfuerzo máximo donde Ma es máximo.

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I} \dots [1]$$

Donde:

M = Momento flexionante

c = Distancia perpendicular del eje neutro al punto más alejado de éste eje y sobre el cual actúa  $\sigma_{\max}$

I = momento de inercia de la sección transversal calculado respecto al eje neutro.

Sustituyendo:

$$\sigma_{\max} = \frac{19435.9 * .25}{0.00306796} = -1.58378 \times 10^6 \text{ psi}$$

El esfuerzo máximo que se somete el tornillo a cortante es:

$$\tau_{\max} = \frac{V * Q}{I * t} \dots [1]$$

[1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall.. pag 255

Donde:

$V$  = Fuerza cortante máxima (medida en el diagrama de cortante).  
 $t$  = ancho de la sección transversal del miembro en el punto en que se va determinar  $\tau$ .

$I$  = momento de inercia de toda la sección transversal respecto al eje neutro.

$Q = \int A' y dA' = \bar{y}' A'$  siendo la porción superior o inferior del área transversal del miembro considerada desde la sección en que se mide  $t$ , y  $\bar{y}'$  es la distancia del centroide de  $A'$  al eje neutro.

Sustituyendo queda:

$$A' = \frac{\pi * .25^2}{2} = 9.8174 * 10^{-2} in^2$$

$$\bar{y}' = \frac{4 * .25}{3\pi} = .106103 in.$$

$$Q = 9.8174 * 10^{-2} * .106103 = 1.04165 * 10^{-2} in^3$$

$$I = \frac{1}{4} \pi * r^4 = \frac{1}{4} * \pi * .25^4 = .00306796 in^4$$

$$\tau_{max} = \frac{3308.23 * 1.04165 * 10^{-2}}{0.5 * .00306796} = 22464.6754181 psi$$

Combinando el esfuerzo que sufre el tornillo por la fuerza  $F_c$  horizontal y  $F_c$  vertical, el esfuerzo en realidad queda de la siguiente manera:

Compresión:

$$\sigma_{com} = \sigma_{max} + \sigma_{prom} \quad [1]$$

$$\sigma_{com} = -1.58378 * 10^6 - 16848.7 = -1.600628 * 10^6 psi \quad \dots$$

Tensión:

$$\sigma_{com} = \sigma_{max} + \sigma_{prom} \quad [1]$$

$$\sigma_{com} = 1.58378 * 10^6 - 16848.7 = 1.566931 * 10^6 psi \quad \dots$$

Cortante:

$$\tau_{max} = 22464.6754181 psi$$

Tenemos que tener en cuenta que el tornillo a compresión tiende a fallar antes que su límite elástico, por lo que es necesario calcular la carga crítica, o en éste caso el esfuerzo crítico que soporta el tornillo.

---

[1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall.. pag 255 - 365

La razón de esbeltez es:

$$Sr = \frac{l_{efec}}{k}$$

$$Sr = 30.55$$

Para clasificar que tipo de viga es calculamos:

$$(Sr)_D = \pi * \sqrt{\frac{2 * E}{Sy}}$$

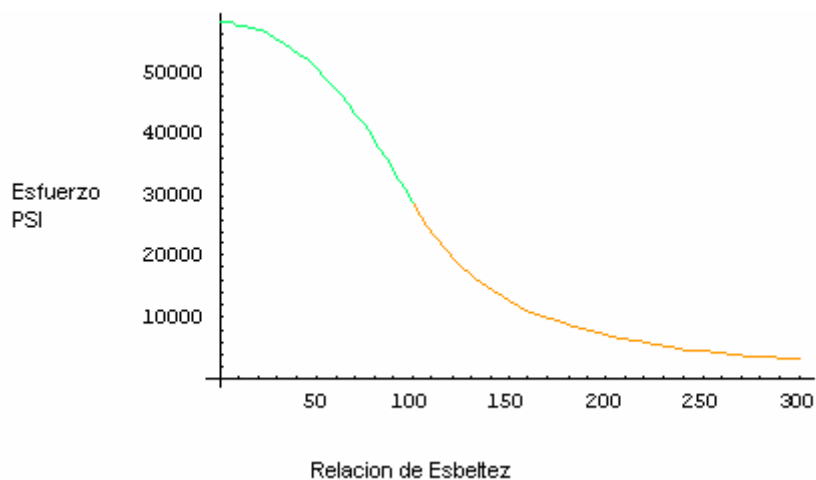
$$(Sr)_D = 99.3458$$

Evaluándola como columna intermedia regida por las ecuaciones de Johnson donde:

$$\sigma_{cnJ} = Sy - \frac{1}{ME} * \left( \frac{Sy * Sr}{2 * \pi} \right)^2 \dots [2]$$

$$\sigma_{crJ} = 55257.7 \text{psi}$$

El estado actual de esfuerzo es tan alto que para ejemplificarlo se graficará el esfuerzo vs. la relación de esbeltez:



Esquema 11: Si se grafica con un punto el valor del esfuerzo que sufre la pieza, la línea que observamos sería una línea recta.

El máximo valor de la curva que para una relación de esbeltez como la del tornillo es de 55257.7 psi, en la grafica ni siquiera se acerca al valor de  $1.6 * 10^6$  psi, esto es un problema que se tiene que atender de manera rotunda ya que el tornillo es casi seguro que falle.

Siendo menos conservadores y pensando que el caso no es tan crítico como se hizo la suposición al principio del cálculo donde  $F_c$  es completamente absorbida por una parte del molde, pensando que el molde puede ser simétrico, y esto provoque una distribución uniforme de la fuerza en ambas partes del molde, y por tanto de las platinas y el tornillo  $F_c$  vertical disminuirá por la mitad donde el esfuerzo resultante sería:

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas. 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. Pág. 242

$$\sigma_{\max} = -\frac{9719.248 * .25}{0.00306796} - 16848.7 = -.80816 \times 10^6 \text{ psi}$$

Siendo éste valor menos conservador y un poco más realista, el valor del esfuerzo sigue excediéndose demasiado dejando tres maneras de corregir el problema:

Aumentando el área interior del tornillo, y elegir otro diámetro mayor para disminuir el esfuerzo en el tornillo; disminuir el brazo de palanca para que el momento flexionante sea menor y aumentar un poco el diámetro interior del tornillo; y por último apoyar al molde y por ende a la platina sobre una placa para que exista una reacción que impida que el tornillo éste en voladizo y así se pueda disminuir el momento flexionante a valores aceptables de esfuerzo.

Para el caso donde la solución del esfuerzo en el tornillo, sea el aumentar el área, se dispone que el esfuerzo a corregir sea el producido por la flexión de éste, para eso:

$$F.S = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{perm}} \therefore \sigma_{perm} = \frac{\sigma_{falla}}{F.S}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{55257.7}{3} = 18419,23 \text{ psi}$$

Obtenido el esfuerzo permisible el siguiente paso sería encontrar el **módulo de sección**, de la viga el cual no es más que I/c, y por ello:

$$S_{req} = \frac{M}{\sigma_{perm}} = \frac{19435.9}{18149.23} = 1.0708$$

De aquí el tercer paso sería jugar con la geometría dependiendo del diagrama de momento flexionante para asimilar el perfil más idóneo, sin embargo ya que es un tornillo sólo podemos jugar con los diámetros de una circunferencia.

$$\frac{I}{c} = 1.0708 \therefore I = 1.0708c$$

$$r = c$$

$$1.0708c = \frac{\pi * c^4}{4}$$

Este polinomio de una sola variable da los siguientes resultados:

$$\{ \{c \rightarrow -0.554425 - 0.960293\}, \{c \rightarrow -0.554425 + 0.960293\}, \{c \rightarrow 0.\}, \{c \rightarrow 1.10885\} \}$$

Excluyendo la solución trivial y los imaginarios nos deja que la distancia más alejada del eje neutro c (en éste caso el radio) es 1.10885 pulg. Entonces el diámetro es 2,2177 pulg. siendo el diámetro máquinable más cercano de tornillo “ACME” el de 2.417” diámetro interior, de diámetro nominal 2 ¾ pulg. Volviendo a resolver el esfuerzo que existe en el tornillo nos da los siguientes resultados:

El esfuerzo producido por Fc Vertical:

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I}$$
$$\sigma_{\max} = \frac{19435.9 * 1.2085}{1.672524} = -14020.82 \text{ psi}$$

$$\tau_{\max} = \frac{V * Q}{I * t}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3308.23 * 1.627604}{1.91747 * 2.5} = 1081.54 \text{ psi}$$

El esfuerzo producido por Fc horizontal:

$$\sigma_{\text{prom}} = \frac{Fc}{A} = \frac{3308.23}{4.58821} = 721.02 \text{ psi}$$

Dando el siguiente estado de esfuerzos:

Compresión:

$$\sigma_{\text{com}} = \sigma_{\max} + \sigma_{\text{prom}}$$
$$\sigma_{\text{com}} = -14020.82 - 673.94825 = -14694.76825 \text{ psi}$$

Tensión:

$$\sigma_{\text{com}} = \sigma_{\max} + \sigma_{\text{prom}}$$
$$\sigma_{\text{com}} = 14020.82 - 673.94825 = 13346.87175 \text{ psi}$$

Cortante:

$$\tau_{\max} = 1081.54 \text{ psi}$$

Regresando a la segunda opción para reducir el esfuerzo en el tornillo, se determinan arbitrariamente diámetros de tornillo y brazos de palanca para resultados accesibles de ergonomía, funcionalidad y estética:

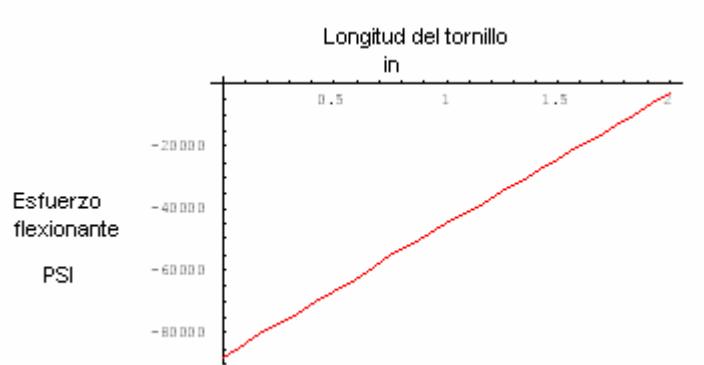
A continuación se muestran algunas iteraciones de combinaciones de longitud de brazo efectiva y diámetro interior para una mejor decisión para la solución de esfuerzo:

La grafica del esfuerzo a compresión para cada iteración se muestra en los esquemas 10 a) b) y c):

$$d_r = 0.925; d_{nom} = 1.125;$$

$$l_{efe} = 2;$$

$$\sigma_{comp} = -90076.1 \text{ psi.}$$



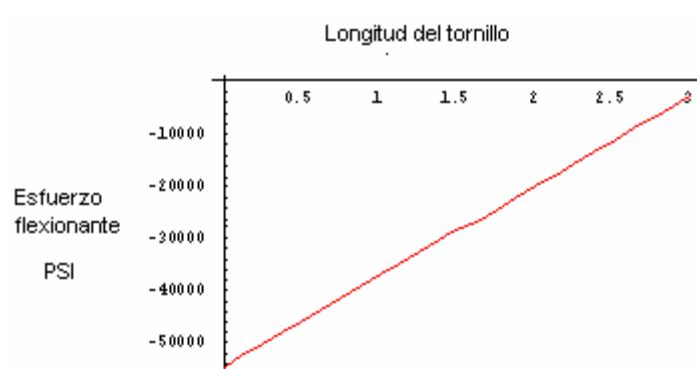
Esquema 12 a):

$$d_r = 1.25; d_{nom} = 1.5;$$

$$l_{efe} = 3;$$

$$\sigma_{comp} = -54454.970177$$

Gráfica de esfuerzo a compresión:

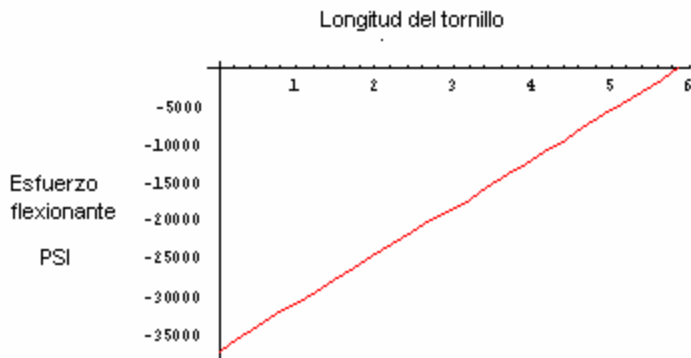


Esquema 12 b)

$$d_r = 1.75; d_{nom} = 2;$$

$$l_{efe} = 5.875;$$

$$\sigma_{comp} = -36939.4$$



Esquema 12 c)

Estos resultados no son definitivos ni tienen factores de seguridad, únicamente se basan en esfuerzo para poder elegir un material. Por ello, y dado que no se sabe realmente el servicio que va a dar la máquina, se elige el resultado más conservador donde establezco para fines prácticos que la tercera iteración, donde se eleva el tornillo sinfín a un diámetro nominal de 2 pulg.

Del anterior estado de esfuerzos es sólo referente al tornillo y no a la rosca del tornillo, un modo de falla posible por cortante implica que las roscas, ya sea de la tuerca o del tornillo se barran. Cuál de estos escenarios ocurra, dependerá, de las resistencias relativas del material de la tuerca o del tornillo. Si el material de la tuerca es más débil, llega a barrar su rosca en su diámetro menor. Si ambos materiales tienen igual resistencia, el conjunto se llega a barrar a lo largo del diámetro de paso. En cualquier caso, debemos suponer algún grado de comparación de carga entre roscas, a fin de calcular el esfuerzo. Un procedimiento es considerar que en vista que la falla completa requiere que se barran todas las roscas, todas suelen considerarse compartiendo la carga por igual, siempre y cuando ambos materiales sean dúctiles; para permitir que fluya cada una de las roscas conforme el conjunto empiece a fallar, sin embargo, si ambas piezas son frágiles (por ensamble, en aceros de alta dureza o en hierro fundido) o si el ajuste de las roscas no es bueno uno se imagina que cada una de las roscas tomará la totalidad de la carga una a la vez, hasta que se fracture.

Entre estos dos extremos ésta el comportamiento real, si expresamos el área del cortante en función del número de roscas acopladas en cada caso es posible hacerse algún juicio, por lo que se refiere al grado de carga apropiada:

El área cortante de barrido para una rosca de tornillo es el área del cilindro de su diámetro menor  $d_r$  es:

$$A_s = \pi * d_r * w_i * p \dots [2]$$

Donde:

$d_r$  = diámetro menor.

$w_i$  = Factor que define el porcentaje del paso ocupado por metal en el diámetro menor

$p$  = paso de la rosca.



Sustituyendo:

$$A_s = \pi * .5 * 0.77 * .125 = .151189in^2$$

Este valor puede ser multiplicado por una, todas o alguna fracción del número entero de roscas que toma la carga según sea el criterio de evaluación. En éste caso se piensa que un tornillo de acero con dureza media sería la mejor opción para evitar el desgaste excesivo que sufriría una aleación un poco más dúctil. Sin embargo, ya que la operación de servicio de la máquina y especialmente el tornillo no se moverá lo suficiente como para obtener un desgaste rápido no es imperante el poder utilizar un acero con propiedades mecánicas muy elevadas.

El esfuerzo cortante para el barrido del tornillo es:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{3308.23}{.1511891465} = 21,881.39 \text{ psi} \dots [2]$$

Valor aceptable para un acero Cold Rolled.

Nota: Este esfuerzo es el más crítico, ya que sólo absorbe una rosca toda la carga. (Suposición que sería cierta para un mal maquinado, en cambio con una mayor precisión en la fabricación, éste esfuerzo se tiene que reducir, ya que más de una rosca absorbe el cortante)

---

[2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999. Pág. 901

### 3.3.2 Clasificación: MI-MC-04 Nombre de la pieza: Platina fija.

---

Ésta pieza sólo trabaja a compresión por la fuerza de inyección, aunque los tornillos que sostienen al molde con la platina fija trabajan a un cortante, vea la figura 14 .

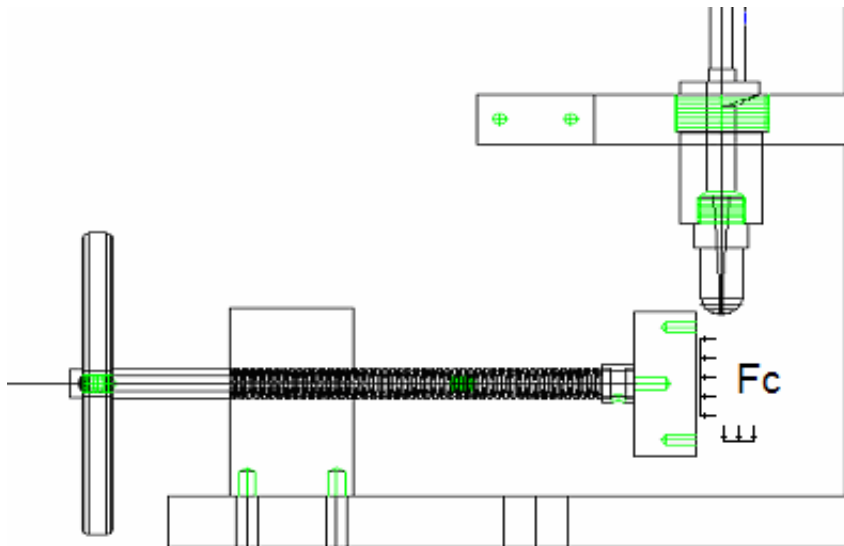


Figura 14 Esquema del tornillo en el ensamblaje completo.

Claramente el tocho de material ésta siendo comprimido por la fuerza  $F_c$  horizontal, y como se ve los tornillos que cargan a cualquier tipo de molde (en éste caso no mostrado) tiene que soportar la fuerza  $F_c$  horizontal:

De los planos obtenemos que:

La platina tiene las siguientes dimensiones:

$$b = 4 \text{ pulg.}$$

$$h = 2 \frac{7}{8} \text{ pulg.}$$

$$d_t = \frac{1}{4}$$

$$d_{ti} = .2070 \text{ pulg.}$$

$$n = 20 \text{ UNC}$$

Donde:

$b$  = base de la platina.

$h$  = Altura de la platina.

$d_t$  = diámetro exterior del tornillo.

$d_{ti}$  = diámetro interior del tornillo.

$n$  = hilos por pulgada.

En la platina el esfuerzo promedio es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{Fc}{(b * h)}$$

$$\sigma = \frac{3308.23lb}{4" * 2.875"} = 287.67 \text{ psi}$$

Un esfuerzo promedio relativamente insignificante a comparación del límite elástico de casi cualquier material. Sin embargo, las uniones de la platina con el molde se somete a un cortante por la fuerza Fc vertical, calculando el cortante máximo que soporta un tornillo de acero sería:

$$\tau_m = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}} \dots [1]$$

$$\tau_m = 28500 \text{ psi}$$

$$\tau_{prom} = \frac{V}{A} \therefore V_{maz} = \tau_{falla} * A$$

$$V_{maz} = 28.5 * 10^3 * \frac{\pi * d_i^2}{4} = 12.5 * 10^3 * \frac{3.14159 * 0,042849}{4} = 959.1254lb$$

Por ello suponiendo que los tornillos en un momento absorben la resultante Fc equitativamente, los cuatro tornillos soportan 3836.5016 lbf, por lo que no es necesario ningún ajuste en ésta parte.

### 3.3.3 Clasificación: MI-MC-05 Nombre de la pieza: Platina móvil.

---

Esta pieza tiene casi las mismas dimensiones que la pieza anterior, lo único que cambia es la posición de tornillos y la adición de un barreno para embonar con el émbolo del cilindro de cierre.

El esfuerzo normal de la pieza no sobrepasa el orden de mil psi, así que carece de importancia calcularlo. En cambio, el barreno tiene que soportar cargas axiales y un esfuerzo de barrido en la rosca.

Antes de calcular el esfuerzo de barrido tenemos que encontrar su área:

$$A_s = \pi * .875 * .88 * .0555 = .1343903524$$

Como hemos visto antes el esfuerzo de barrido es:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{3308.23}{.13439} = 24616.57359 \text{ psi}$$

### 3.3.4 Clasificación: MI-MC-06

Nombre de la pieza: Émbolo del cilindro de cierre.

Vea la figura 17:

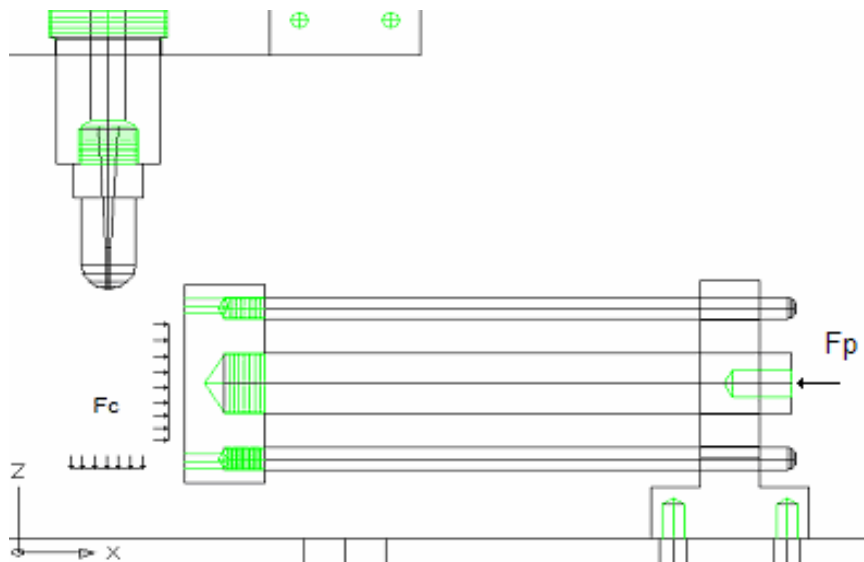


Figura 17: Esquema del émbolo en el ensamblaje completo.

Como se muestra en la figura 17, el émbolo del cilindro de cierre sólo es una extensión del pistón que cierra al molde, se conecta por medio de un tornillo y a su vez éste émbolo se conecta a la platina móvil por medio de cuerda, si se observa la figura 17, es casi idéntico el estado de fuerzas al que está sometido el tornillo sin fin, dado esto deberían de ser los mismos resultados que los efectuados en el plano MI-MC-02, sin embargo se analizará las dimensiones del émbolo para una mayor comprensión del esfuerzo que está sometido la máquina.

De los planos obtenemos:

$$\phi_{em} = .875 \text{ pu lg.}$$

$$l = 6.655$$

Tuerca

$$\phi_r = 7/16 \text{ pu lg.}$$

20UNEF

Profundidad 3/4 pulg.

Tornillo

$$\phi_r = 7/8 \text{ pu lg.}$$

14UNEF

Profundidad 1/2 pulg.

La fuerza Fc horizontal produce una compresión por una carga con una resultante de 1.5 ton., 3308.23 lb fuera. El esfuerzo promedio producido es:

$$\sigma_{prom} = \frac{F_c}{A}$$

$$\sigma_{prom} = \frac{3308.23lb}{0.60132in^2} = 5501,613psi$$

Habiendo determinado el esfuerzo producido por  $F_c$  horizontal, al igual que el tornillo sin fin queda determinar el esfuerzo producido por  $F_c$  vertical y utilizar el principio de superposición, para determinar el esfuerzo combinado de ambos

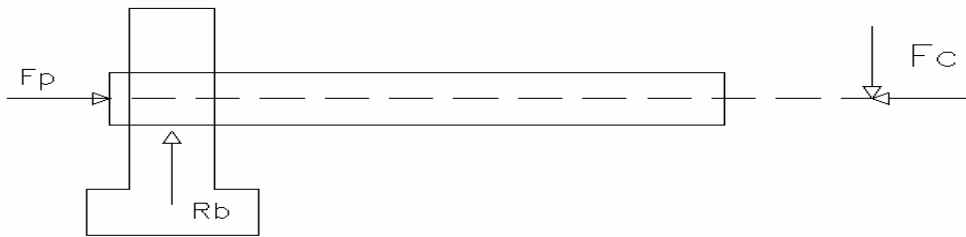


Figura 18: Esquema del émbolo D.C.L.

Primero se calculan las reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = R_b - F_c = 0$$

$$R_b = 3308.23lb.$$

$$\sum F_x = F_p - F_c = 0$$

$$R_b = 3308.23lb.$$

Teniendo el valor de las reacciones, utilizamos el método de secciones para calcular los diagramas de cortante y momento flexionante:

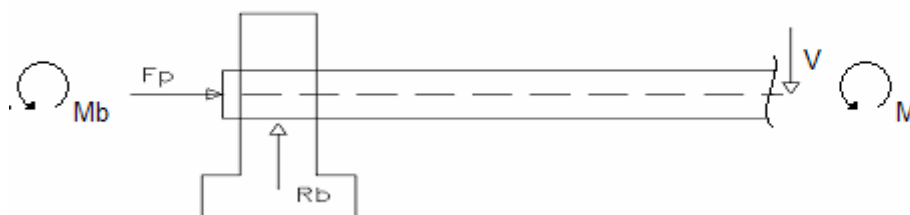
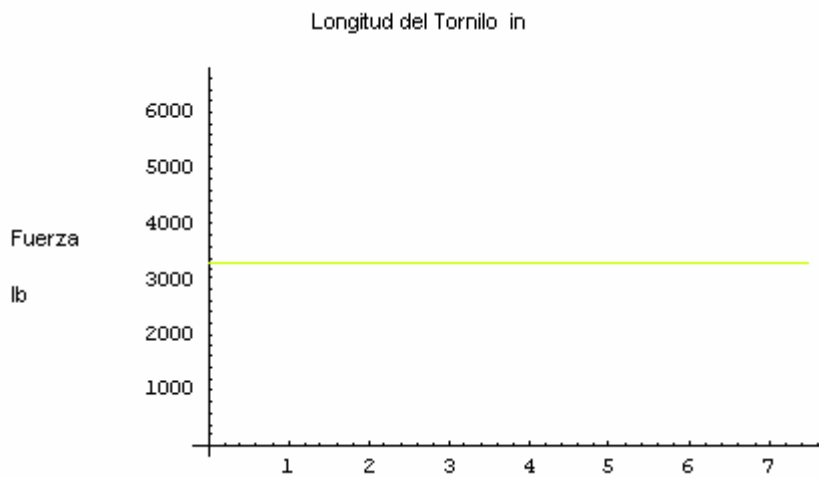


Figura 19: Sección del tornillo en el ensamblaje completo.

En el intervalo  $0 \leq x \leq 7.4679$  se encuentra que el diagrama de cortante es:

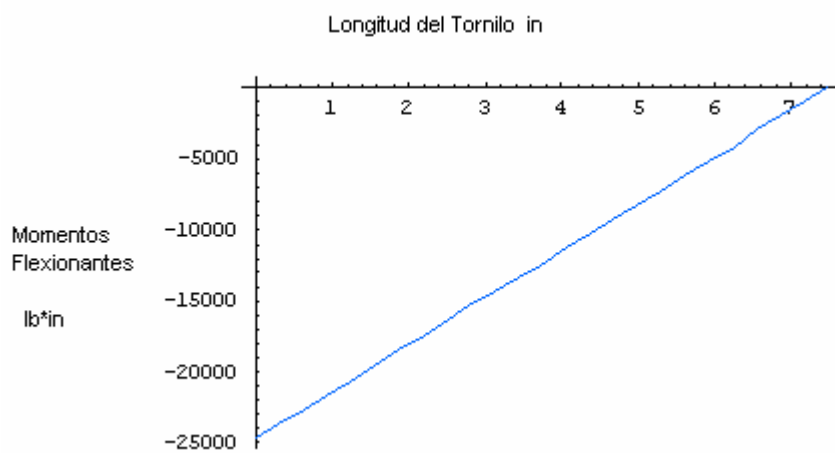
$$Rb - V = 0 \therefore Rb = V$$



Esquema 13: Diagrama de cortante.

En el intervalo  $0 \leq x \leq 7.4679$  se encuentra que el diagrama de momento flexionante es:

$$Mb + M - V * x = 0 \therefore M = 3308.23 * x - Mb$$



Esquema 14: Diagrama de momento flexionante.

Se calcula el esfuerzo máximo donde el momento flexionante es máximo.

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I}$$

Donde:

M = Momento flexionante

c = Distancia perpendicular del eje neutro al punto más alejado de éste eje y sobre el cual actúa  $\sigma_{\max}$

I = momento de inercia de la sección transversal calculado respecto al eje neutro.

Sustituyendo:

$$\sigma_{\max} = \frac{-24705.5 * .4375}{0.0287741} = -375638.377 \text{ psi}$$

El esfuerzo máximo al que se somete el tornillo a cortante es:

$$\tau_{\max} = \frac{V * Q}{I * t}$$

Donde:

V = Fuerza cortante máxima (medida en el diagrama de cortante).

t = ancho de la sección transversal del miembro en el punto en que se va a determinar  $\tau$ .

I = momento de inercia de toda la sección transversal respecto al eje neutro.

Q =  $\int A' y dA' = \bar{y}' A'$  siendo la porción superior o inferior del área transversal del miembro considerada desde la sección en que se mide t, y  $\bar{y}'$  es la distancia del centroide de A' al eje neutro.

Sustituyendo queda:

$$A' = \frac{\pi * .4375^2}{2} = .30066 \text{ in}^2$$

$$\bar{y}' = \frac{4 * .4375}{3\pi} = .1856 \text{ in.}$$

$$Q = .30066 * .1856 = .055 \text{ in}^3$$

$$I = \frac{1}{4} \pi * .4375^4 = \frac{1}{4} * \pi * .4375^4 = 0,028774 \text{ in}^4$$

$$\tau_{\max} = \frac{3308.23 * .055}{.875 * 0,028774} = 7226,8675 \text{ psi}$$

Combinando el esfuerzo que sufre el tornillo por la fuerza Fc horizontal y Fc vertical, el esfuerzo en realidad queda de la siguiente manera:

Compresión:

$$\sigma_{\text{com}} = \sigma_{\max} + \sigma_{\text{prom}}$$

$$\sigma_{\text{com}} = -375638.377 - 5501,613 = -381139.99 \text{ psi}$$



Tensión:

$$\sigma_{com} = \sigma_{max} + \sigma_{prom}$$

$$\sigma_{com} = 375638.377 - 5501,613 = -370136.764 \text{ psi}$$

Cortante:

$$\tau_{max} = 7226,8675 \text{ psi}$$

Como se menciona antes, el problema se agrava por el voladizo y muestra de ello son los esfuerzos tan altos que existen en la pieza, las posibles soluciones ya están expuestas en el análisis del tornillo sinfín. Sin embargo, es necesario calcular un nuevo caso de análisis.

En el momento de la inyección, tanto tornillo como émbolo se encuentran casi unidos por la presión esto podría provocar que el émbolo y tornillo trabajaran como una sola viga con un doble empotramiento, observe la siguiente figura.

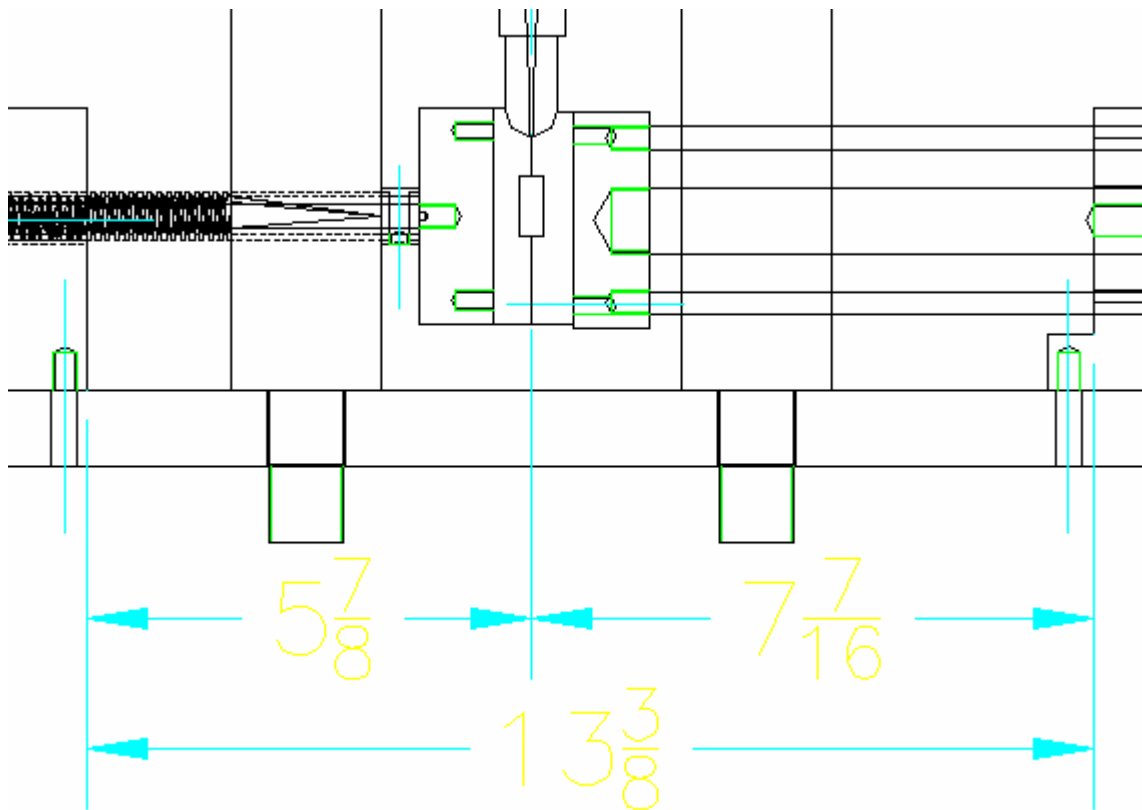


Figura 20: Ensamble completo al momento de inyectarse el plástico.

Para simplificar aun más la solución a nuestro problema, se pensará que el émbolo es del mismo diámetro interior del tornillo.

Haciendo un esquema queda de la forma mostrada en la figura 21:

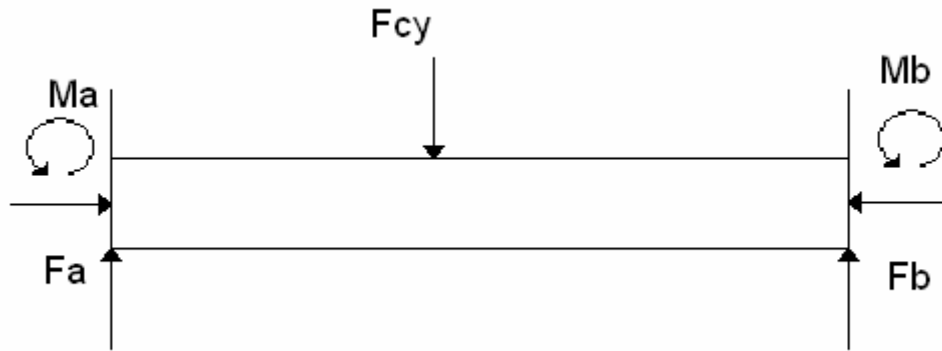


Figura 21: Esquema del tornillo en el ensamblaje completo D.C.L.

Nótese que  $F_{cy}$  no actúa a  $L/2$ , y que tanto el extremo del tornillo como del émbolo se empujan a una posición de cierre, dejando un problema estáticamente indeterminado de segundo grado ya que se tienen cuatro incógnitas y sólo dos ecuaciones para resolver estas incógnitas.

El método que se usó para éste problema fue el método de superposición, que básicamente es eliminar por un momento las reacciones redundantes, dejando estable la viga se determina el desplazamiento y pendiente producida sólo por las cargas estables, el siguiente paso se agregan de una en una, las redundantes eliminadas y determinar nuevamente  $v, \theta$  producidas por la redundante aplicada, como en el paso anterior esto aporta a la solución más ecuaciones para poder resolver el sistema de ecuaciones y nos da una solución al problema.

Vea la figura 22:

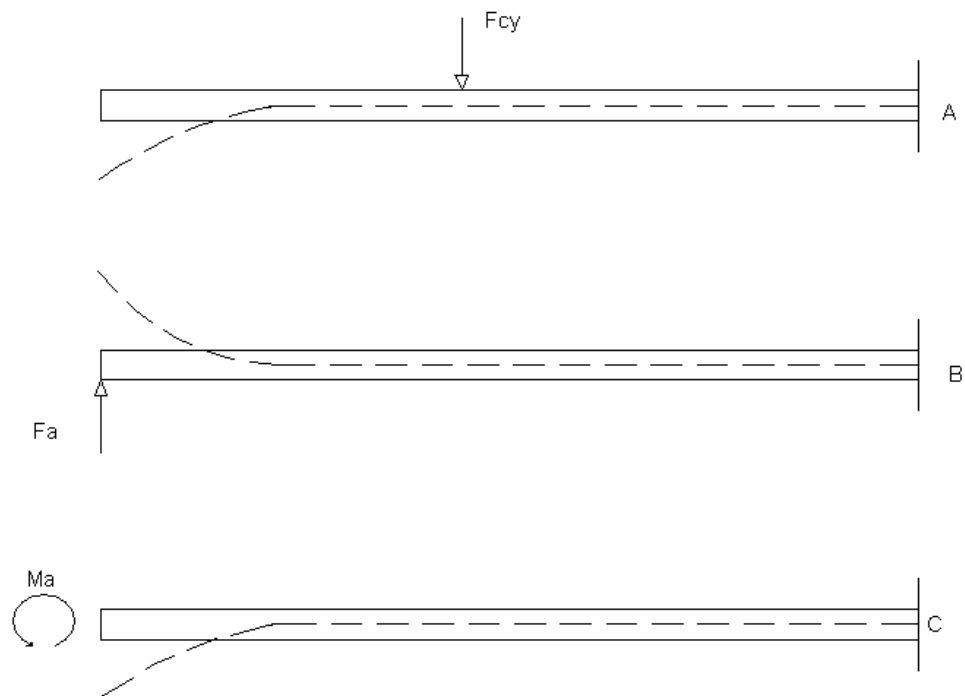


Figura 22: Desplazamientos de las vigas quitando reacciones redundantes.

Para resolver éste caso se decide quitar el empotramiento del tornillo, dejando estable la viga, si se observa, tanto el caso B, como el caso C, son casos perfectamente estudiados y obtenemos las fórmulas de  $v$  y  $\theta$ , pero para el caso A es único dada la distancia que se aplica  $F_{cy}$ , por ello deducimos su desplazamiento y ángulo de flexión de la siguiente manera:

Sabemos que:

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = M(x) \dots\dots\dots(1) \dots [1]$$

Para obtener el momento en función del la posición  $M(x)$  cortamos a la viga de la siguiente manera:

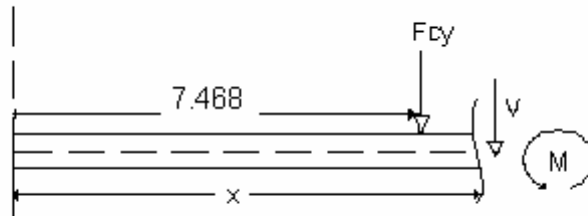


Figura 21 Esquema de una sección del tornillo, valida solo de  $.0 < x < 7.468$

$$\sum Fy = -Fcy - V = 0$$

$$\sum Ma = -Fcy * 7.468 - V * (x) + M = 0$$

Nota: Este corte es poco común para cálculos normales de vigas, pero esto simplifica en gran medida cuando encontremos las constantes de integración y también se encuentra volteado los ejes para facilitarnos el cálculo.

Obviamente esto indica que V es positiva y sustituyendo la función de momento queda:

$$- 3308.23 * x + 24705.86164 = 0 = M(x)$$

Sustituyendo en (1)

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = -3308.23 * x + 24705.86164$$

Integrando dos veces

$$EI \frac{dv}{dx} = -\frac{3308.23 * x^2}{2} + 19536.75227x + C1 \dots\dots\dots(2)$$

---

[1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall.. pag 628

$$EI * v = -\frac{3308.23 * x^3}{6} + \frac{24705.86164x^2}{2} + C1x + C2.....(3)$$

Encontramos C1 y C2 evaluando cuando  $\frac{dv}{dx} = 0$ , en  $x = L$  y  $v = 0$  en  $x = L$ .

$$0 = -\frac{3308.23 * L^2}{2} + 24705.86164L + C1 \therefore C1 = \frac{3308.23 * L^2}{2} - 24705.86164L$$

$$0 = -\frac{3308.23 * L^3}{6} + \frac{24705.86164L^2}{2} + \left( \frac{3308.23 * L^2}{2} - 24705.86164L \right) L + C2$$

$$C2 = \frac{3308.23 * L^3}{6} - \frac{3308.23 * L^3}{2} - \frac{24705.86164L^2}{2} + 24705.86164L^2$$

$$C2 = -\frac{3308.23 * L^3}{3} + \frac{24705.86164L^2}{2}$$

Teniendo las constantes las sustituimos en (2) y (3) y con  $\theta = \frac{dv}{dx}$ :

$$EI\theta = -\frac{3308.23 * x^2}{2} + 24705.86164x + \frac{3308.23 * L^2}{2} - 24705.86164L .....(2^a)$$

$$EI * v = -\frac{3308.23 * x^3}{6} + \frac{24705.86164x^2}{2} + \left( \frac{3308.23 * L^2}{2} - 24705.86164L \right) x - \frac{3308.23 * L^3}{3} + \frac{24705.86164L^2}{2} .....(3^a)$$

El desplazamiento y la pendiente son máximos cuando  $x = 0$ , por ello sustituimos en (2<sup>a</sup>) y (3<sup>a</sup>):

$$\theta = \frac{3308.23 * L^2}{2 * EI} - \frac{24705.86164L}{EI}$$

$$v = -\frac{3308.23 * L^3}{3 * EI} + \frac{24705.86164L^2}{2 * EI}$$

Dado que cambiamos los ejes para una mejor solución se repiten el mismo procedimiento y se hace los mismos pasos pero dejando acorde los ejes que tuvimos en el primer diagrama de cuerpo libre:

$$\theta = -\frac{3308.23 * L^2}{2 * EI} + \frac{24705.86164L}{EI}$$

$$v = +\frac{3308.23 * L^3}{3 * EI} - \frac{24705.86164L^2}{2 * EI}$$

---

[1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall.. pag 628

Ahora encontraremos los desplazamientos y pendientes del apéndice “C” la referencia... [1] para la redundante B:

$$\theta_1 = \frac{Rb * l^2}{2 * E * Ix};$$

$$v_1 = \frac{Rb * l^3}{3 * E * Ix};$$

De igual manera sólo la redundante C provoca un desplazamiento y pendiente:

$$\theta_2 = \frac{Mb * l}{E * Ix};$$

$$v_2 = \frac{Mb * l^2}{2 * E * Ix}$$

Y es aquí donde aplicamos el principio de superposición, sabiendo que:

$$\theta + \theta_1 + \theta_2 = 0$$

$$v + v_1 + v_2 = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones, y las ecuaciones de equilibrio los resultados quedan de la siguiente manera:

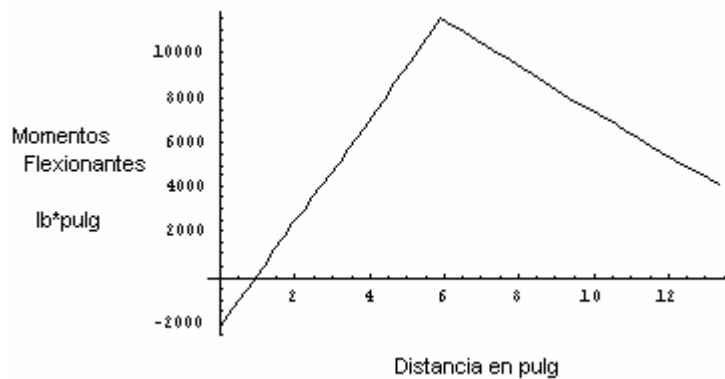
$$Ra = 2316.626;$$

$$Ma = 2224.784;$$

$$Rb = 991.603;$$

$$Mb = 4049.27;$$

Con estos resultados realizamos el diagrama de momento flexionante para poder saber donde existe el mayor momento y así calcular el esfuerzo máximo:



Esquema 15: Diagrama de momento flexionante para el caso compuesto de tornillo y embolo juntos.

[1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall..

Dado el diagrama la cúspide la toma en el valor de 5.099 pulg., y es aquí donde se aplica la carga midiendo desde el voladizo del tornillo:

Tomamos el valor máximo del momento flexionante por lo que el esfuerzo queda:

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I} = \frac{-((2316.626 * 5.9055) - Ma) * c}{I}$$

$$\sigma_{\max} = 933524\text{psi}$$

Este esfuerzo es casi la mitad que si se tuviera sólo una parte del voladizo, éste valor puede ser mucho más real para un molde simétrico en cambio para un molde asimétrico podría alejarse y acercarse hacia el valor del esfuerzo en voladizo; una mejor evaluación de estos parámetros sería el realizar análisis experimentales con la máquina fabricada o en su defecto simular las condiciones de diseño, dado que esto es caro se optó por un criterio de diseño elevado, a esto me refiero que de considerar el esfuerzo en voladizo se tendrá que tener un factor de seguridad de 2, en cambio si optamos por éste último manejare un factor de seguridad de 3.

### 3.<sup>4</sup> Soportes de la máquina de inyección.

3.<sup>4.1</sup> Nombre de la pieza: Patas de la inyectora.

Clasificación de la pieza: MI-AR-01.

Estos soportes están sometidos a varios aspectos de consideración, observe la siguiente figura:

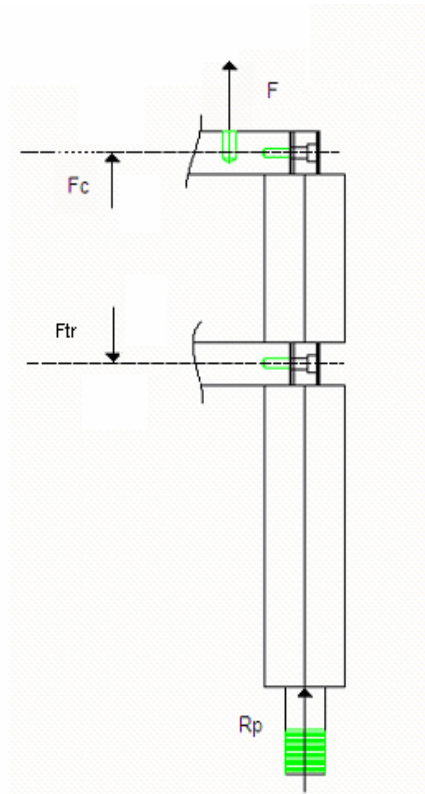


Figura 24 Esquema de la pata, acoplada a las placas. D.C.L.

El soporte o pata es un redondo de 2 pulg. de diámetro, cilindrado en su extremo inferior y roscado para que pueda ser atornillado con la base de toda la máquina, tiene disminuciones abruptas de material para que asienten las placas que soportan al pistón de inyección y a la cámara de plastificación a ésta disminución de material se aumenta dos barrenos en cada sección que soporta a las placas para que pasen los tornillos.

También es de mencionarse, que la fuerza  $F_c$  es la reacción que existe al momento de ser inyectado el material, los tornillos son empujados con una fuerza  $F$  de tal manera que por simetría, cada tornillo absorbe  $\frac{1}{4}$  de  $F_c$  y produce un momento la parte superior de la pata.

$F_c$  sin embargo no sólo no es constante, si no que también no es específica ni tiene un valor fácil de calcular, esto realmente es un problema si se debiera conocer el verdadero valor del esfuerzo tanto en la columna como toda la máquina, sin embargo simplificaremos el problema de la siguiente manera:

$F_c$  no es una reacción, más bien sería la fuerza transmitida por el plástico a las paredes de la cámara que a su vez empuja a la placa y ésta a la columna; cuando el plástico fluye y en el ciclo de inyección el pistón desplaza el material para ser inyectado  $F_c$  adquiere un valor mínimo, en cambio cuando aún no se desplaza el material por la boquilla, y el plástico al no fluir empuja con mayor fuerza a la cámara ya que intenta desplazarse sin poder hacerlo por un instante,  $F_c$  tiene un valor máximo y según la referencia [5] tiene el valor de la fuerza transmitida  $F_{tr}$  y que ésta a su vez se rige por medio de la siguiente fórmula:

$$\frac{F_{tr}}{F_c} = e^{-4\mu L_o / D} \therefore P_{tr} = F_c * e^{-4\mu L_o / D}$$

Sustituyendo queda:

$$F_{tr} = 3308.23lb * e^{-4(0.15 * 2.2021) / .438} = 161.99 lb.$$

Estas pérdidas son pocas ya que la cámara de plastificación es relativamente pequeña y su ancho es considerable en contra de su largo, por lo que da resultados de perdidas pequeños. Sin embargo para éste análisis no se despreciara tal magnitud.

Dado que la pata se flexiona, utilizaremos la fórmula de esfuerzo normal máximo para vigas, para ello de nuestro primer diagrama de cuerpo libre obtendremos los momentos que se aplican en la pata con las dimensiones de la figura 25:

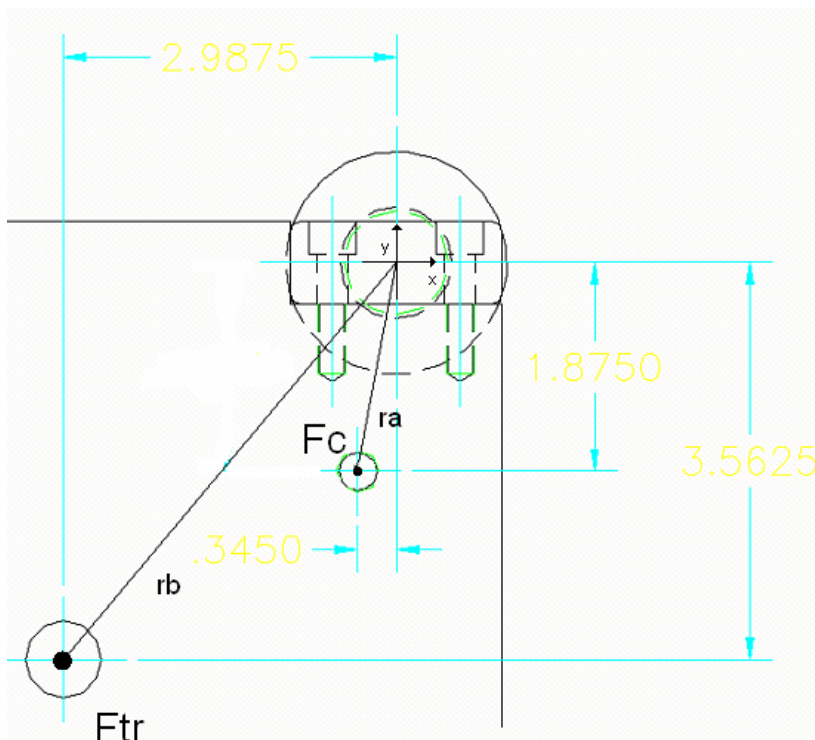


Figura 25 Dimensiones donde se encuentra la aplicación de las fuerzas en la placa.

[5]...John DelMonte, Moldeo de Plásticos, Ed. José Montesó, España Barcelona, 1967.



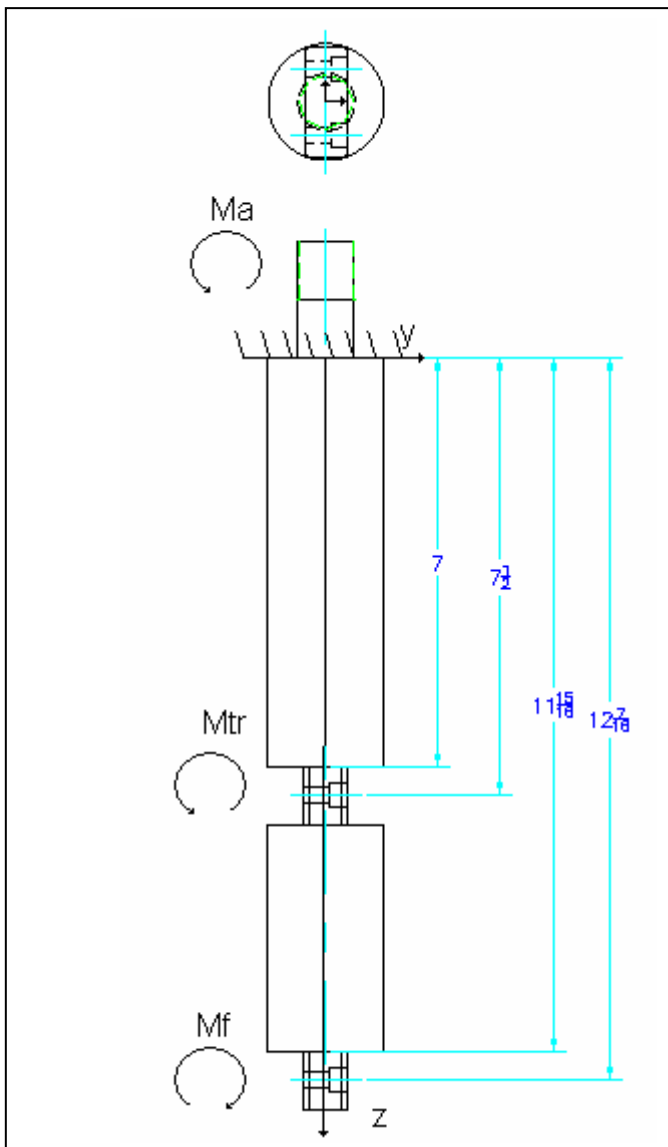
El momento de la parte superior  $M_c$  es  $r_a \times F_c$  y de igual manera la fuerza  $F_{tr}$  produce un momento  $M_{tr}$  calculado por  $r_b \times F_{tr}$ .

Sustituyendo queda.

$$M_f = \langle (-.345i, -1.875j, 0k) \times (0i, 0j, 827.0575k) \rangle = (-1550.732813i, 285.334665j, 0k) \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$M_{tr} = \langle (-2.9875i, -3.5625j, 0k) \times (0i, 0j, 161.99k) \rangle = (577.089375i, -483.945125j, 0k) \text{ lb} \cdot \text{in}$$

El momento resultante tiene tantos componentes tanto en x como en y, por lo que genera un estado de esfuerzos combinados, además de que las disminuciones abruptas de material provocan una concentración de esfuerzos, el cambio de la geometría es drástico, así que el esfuerzo no será constante en todas las patas por lo que resolveremos el problema en dos partes y luego por el principio de superposición juntamos ambos esfuerzos.



Nota: los momentos  $M_a$ ,  $M_{tr}$ ,  $M_f$  y  $M_a$  son momentos que tienen componentes tanto en el eje x y en el eje y.

Por ello:

$$\sum M_a = 0$$

$$M_a + M_{tr} + M_f = 0$$

$\therefore$

$$M_a = -M_{tr} - M_f$$

Resolviendo queda:

$$M_a = (972.83i, 198.614j)$$

Nota: según nuestro sistema de referencia, los momentos en i tienden a flexionar la pata por su parte más delgada, en cambio los momentos en j tienden a flexionar en su parte más alargada.

Figura 24 Esquema de las patas con la resultante de momentos.

Para los momentos en i, su diagrama de momentos queda:

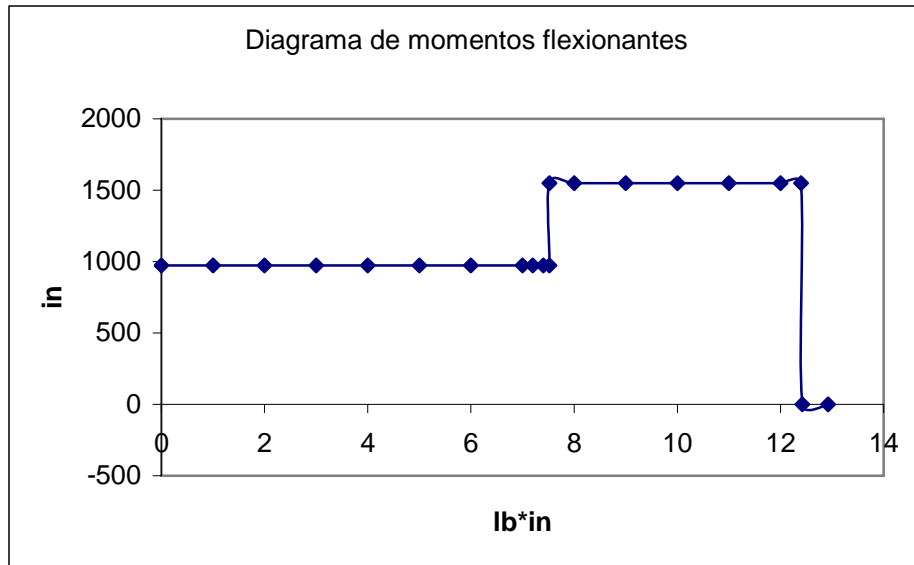


Diagrama 16: la aplicación del momento es casi constante hasta llegar al rano de 7.5 a l.

Observando el diagrama 16 damos cuenta que los mayores momentos flexionantes actúan donde existe menos material, por ello se calcularán de la siguiente manera:

Primero se encontrará el menor momento de inercia de la pata, algo de mencionarse es, que dado el caso de momentos que utilizemos cambiara el eje neutro y por tanto el mismo momento.

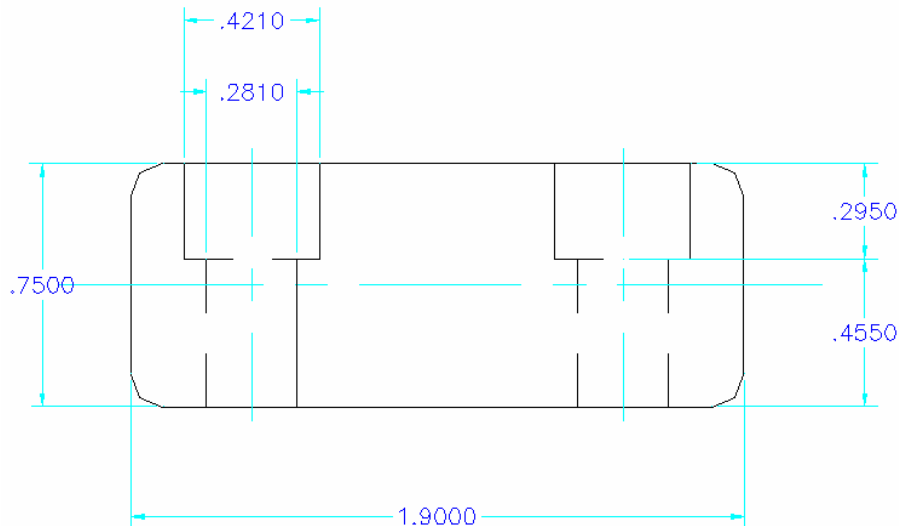


Figura 27 Perfil de la sección más esbelta de la máquina, eje neutro horizontal.

De la figura anterior podemos obtener el momento de inercia de la sección transversal:

$$I_x = \left(\frac{1}{12} * 1.9 * .75^3\right) - 2 * \left(\left(\frac{1}{12} * .421 * .295^3\right) + (.421 * .295 * .2275^2)\right) - 2 * \left(\left(\frac{1}{12} * .281 * .455^3\right) + (.281 * .455 * .1475^2)\right)$$

$$I_x = .0667968 - .01465707 - .009974 = .04225 \text{ in}^4$$

De igual manera obtenemos  $I_y$  con la siguiente figura

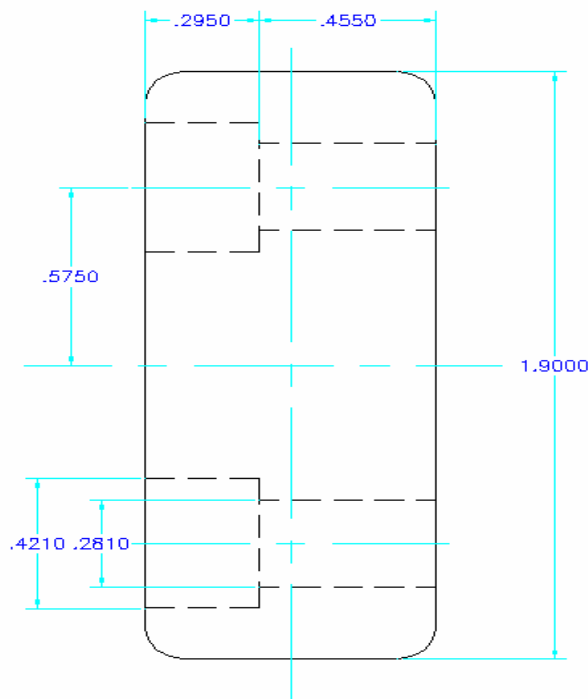


Figura 26 Perfil de la sección más esbelta de la máquina, eje neutro horizontal, nótese que se cambia para el caso anterior.

$$I_y = \left(\frac{1}{12} * .75 * 1.9^3\right) - 2 * \left(\left(\frac{1}{12} * .295 * .421^3\right) + (.421 * .295 * .5750^2)\right) - 2 * \left(\left(\frac{1}{12} * .455 * .281^3\right) + (.281 * .455 * .575^2)\right)$$

$$I_y = .449316 - .08579268 - .086226 = .227729 \text{ in}^4$$

Teniendo esto, lo único que hacemos es utilizar la fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I}$$

Sustituyendo para ambos casos queda:

$$\sigma_{\max(x)} = \frac{972.83 * .375}{.04225} = 8634.324402 \text{ psi}$$

$$\sigma_{\max(y)} = \frac{198.614 * .95}{.227729} = 828.5431368 \text{ psi}$$

Por último juntamos ambos esfuerzos, en la figura 29 a) nos genera un estado de esfuerzo producido sólo por los momentos en “x”, en la figura 29 b) el esfuerzo producido es por los momentos “y”, y por último en 29 c) observamos el estado de esfuerzos combinados dejando un resultado total para el esfuerzo máximo total:

$$\sigma_{\max} \text{ Total} = \sigma_{\max(x)} + \sigma_{\max(y)} = 8634.3244 + 828.5431368 = 9462.865768 \text{ psi.}$$

*Nota: el esfuerzo en c) no ésta a la escala correcta en la figura:*

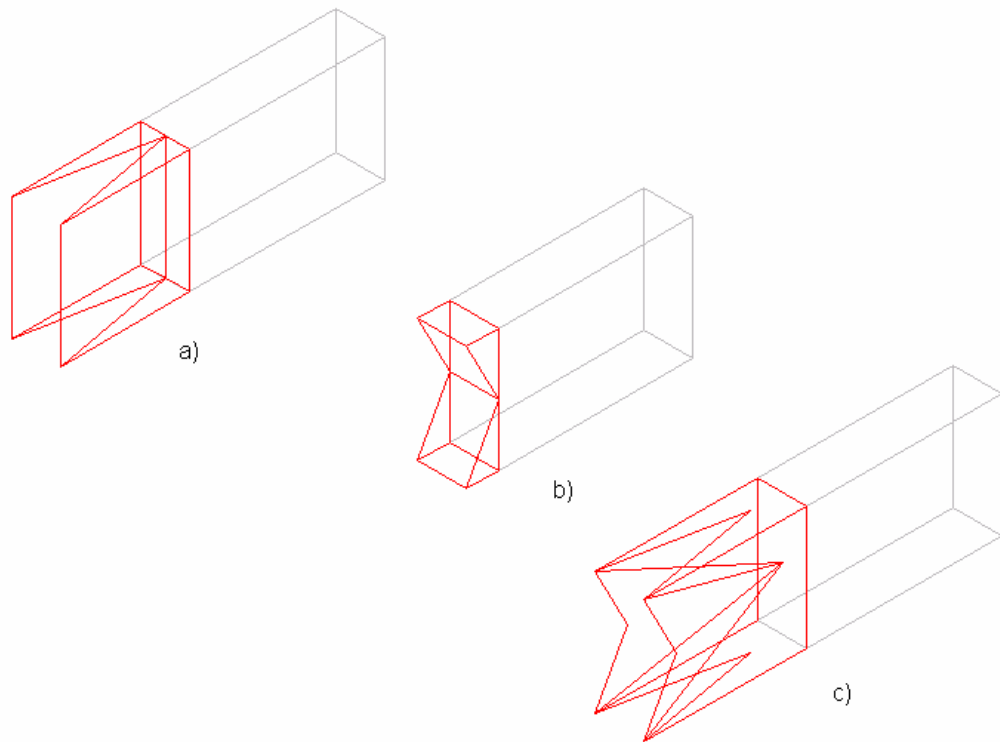


Figura 29: resultante de esfuerzos en la pata, nótese que la escala no es la correcta ya que la resultante real no queda totalmente simétrico.

### 3.<sup>4.2</sup> Clasificación de la pieza: MI-AR-05.

Nombre de la pieza: Base soporte del cilindro.

La función de ésta placa es soportar al cilindro, cuando inyecta al material por la boquilla, en éste momento es la mayor oposición para la placa, ya que absorbe por medio de sus cuatro tornillos a  $F_c$ .

Vea la figura 30:

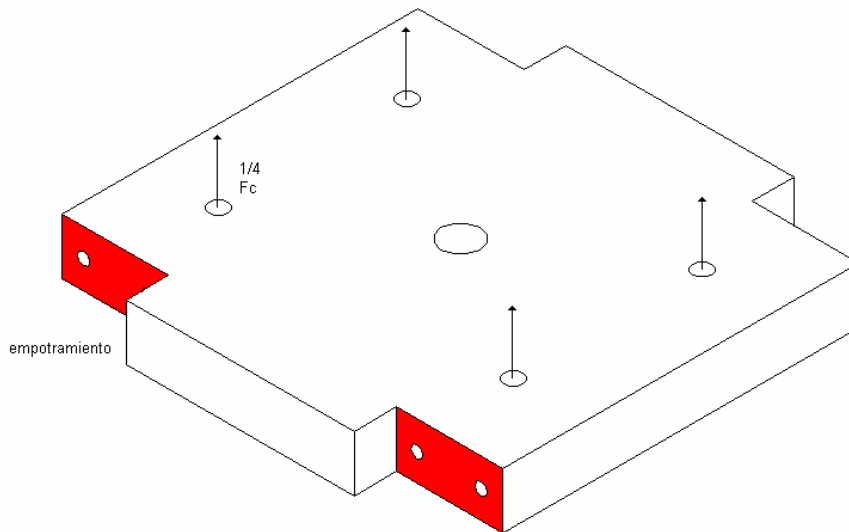


Figura 30 Diagrama de cuerpo libre de la placa superior.

El elemento trabaja como una placa con cargas perpendiculares provocando que se flexionen. Esta afirmación es de suma importancia ya que el elemento se podría considerar como una viga con dimensiones constantes (excluyendo la porción que falta por las patas) con un estado de esfuerzos con dos componentes normales.

Para ejemplificar esto observemos los diagramas de cuerpo libre de la Fig. 31 a) y Fig. 31 b)

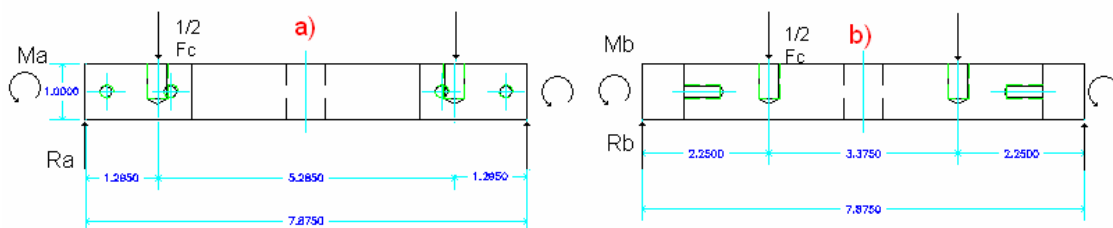


Figura 31: Diagrama de cuerpo libre de la placa superior.

Por la simetría de la aplicación de las fuerzas,  $R_a$  y  $R_b$  absorberán  $\frac{1}{2}$  de  $F_c$ , sin embargo esto provoca una discontinuidad en la función de momentos, y por ello dificulta encontrar los momentos, ya que la placa es estáticamente indeterminada.

Sabiendo esto no se puede encontrar ni los momentos ni el desplazamiento sin involucrar la teoría de placas, y ésta basa su solución en cuanto a desplazamientos se refiere a una ecuación diferencial de cuarto orden, dado esto se optó por la tarea de disminuir el grado de dificultad del problema en cambio de precisión de éste.

En éste caso decidí, utilizar dos métodos de resolución del problema, el primero fue hacer a mi placa simplemente apoyada, lo que provoca que el diagrama de momentos cambie con respecto a la realidad, pero la magnitud del momento flexionante mayor, no tendrá un cambio tan drástico. El segundo método fue el análisis por método finito.

Regresando a la primera solución del problema, la resolución fue la siguiente:

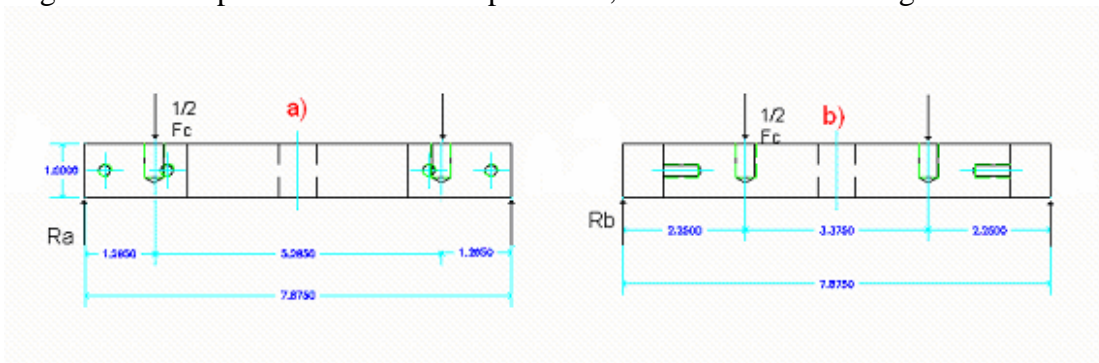


Figura 32 Aproximación de la placa simplemente apoyada.

Los momentos a los extremos de la placa se hacen cero y su diagrama de momentos queda como se ve en el diagrama 17.

En a)

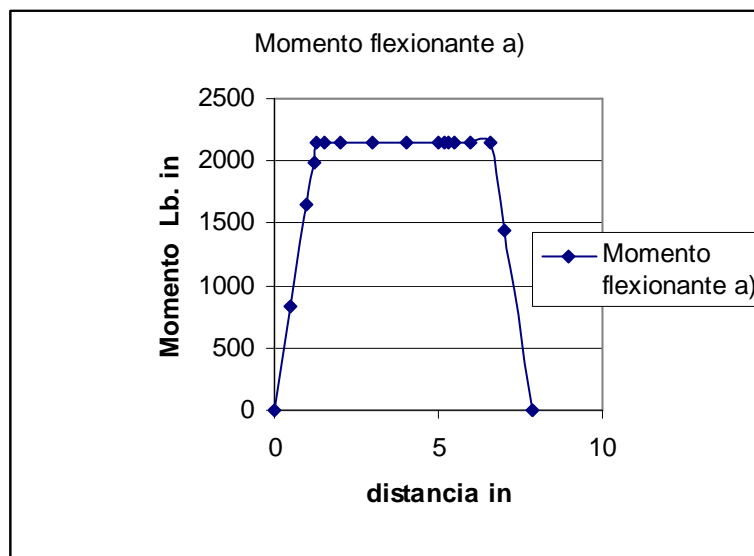


Diagrama 17: Simplificación de la placa

Utilizando la fórmula de flexión:

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I}$$

Sustituyendo para un valor máximo y graficando:

$$\sigma_{\max} = \frac{2142.07893 * 0.5}{0.65625} = 1632.060137 \text{ psi}$$

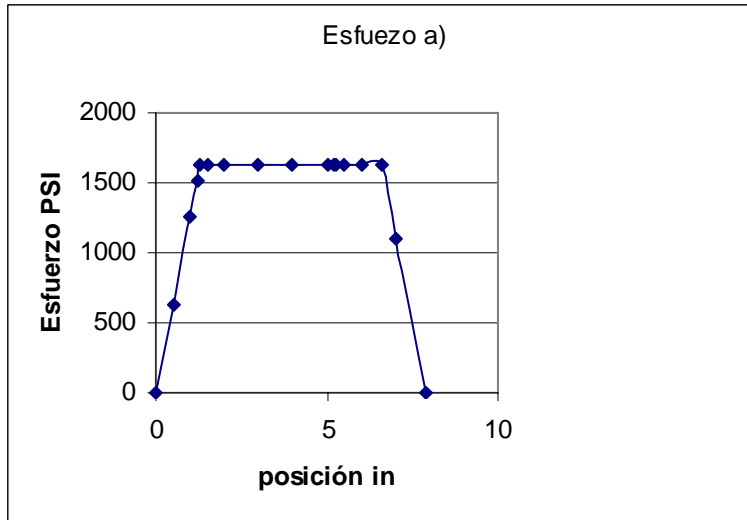


Diagrama 18: parte b de la placa en estudio.

De igual manera hacemos lo mismo con la parte b) dejando un diagrama de momentos y de esfuerzo de la siguiente manera:

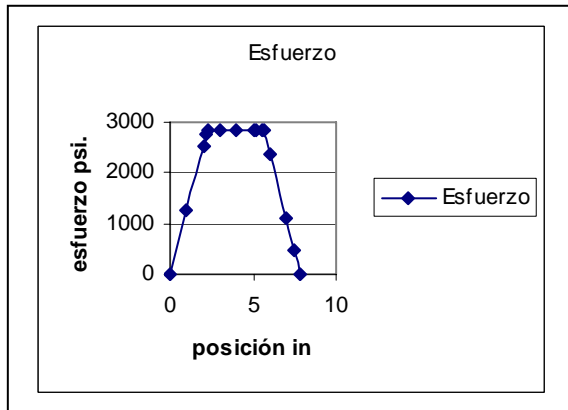


Diagrama 19: esfuerzo en la línea b)

Dejando:

$$\sigma_{\max} = 2835.625714 \text{ psi}$$

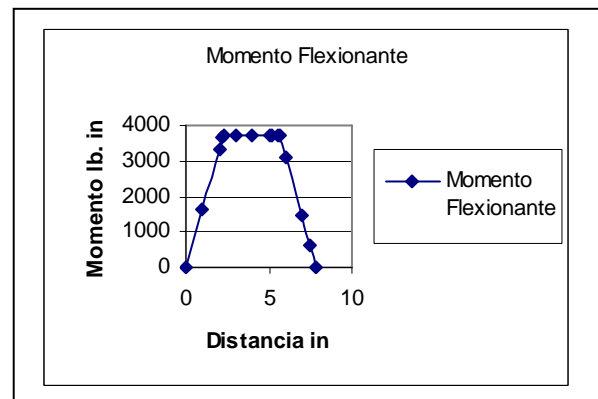


Diagrama 20: Momento en la línea b)

Dado que en la superficie no existen esfuerzos de corte, y se generan dos componentes en ejes diferentes, tenemos que obtener un criterio de cedencia de la placa, sabiendo que ambos esfuerzos máximos son principales, y que, según Von Mises, relaciona el esfuerzo de tensión de una probeta simple con por medio de la siguiente expresión (para el caso plano):

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$$

Sustituyendo:

$$S_y = \sqrt{1632.060137^2 - 1632.060137 * 2835.625714 + 2835.625714^2}$$
$$S_y = 2465.053722 \text{ psi.}$$

Este esfuerzo es muy por debajo del límite elástico del acero o casi cualquier otro material, dado esto tenemos un factor de seguridad de 14, lo cual es demasiado para consideraciones de armadura, y en cuanto a rigidez tenemos un desplazamiento máximo calculado de  $2.047 * 10^{-4}$  in.



### 3.4.3 Clasificación de la pieza: MI-AR-06

Nombre de la pieza: Base soporte de la cámara de plastificación.

---

Al igual que en la pieza anterior la placa trabaja cuando el material no ha plastificado en su totalidad, como ya hemos visto antes; es éste tapón de material lo que produce una fuerza que empuja a las paredes de la cámara, y ésta a su vez produce una componente vertical de fuerza calculada por el orden de 162.2 lb.

Es innecesario calcular el esfuerzo en la placa, porque la fuerza es más pequeña que en el caso anterior, y sabiendo que la placa del plano MI-AR-05 tiene un esfuerzo bajo pues es obvio que la pieza MI-AR-06 tiene un esfuerzo menor a éste.

Sin embargo hay que mencionar que en medio de la placa tiene un barreno para roscarse con la cámara de plastificación, como hemos visto antes, éste tornillo puede fallar por barrido ya que carece de las suficientes roscas que absorban la carga:

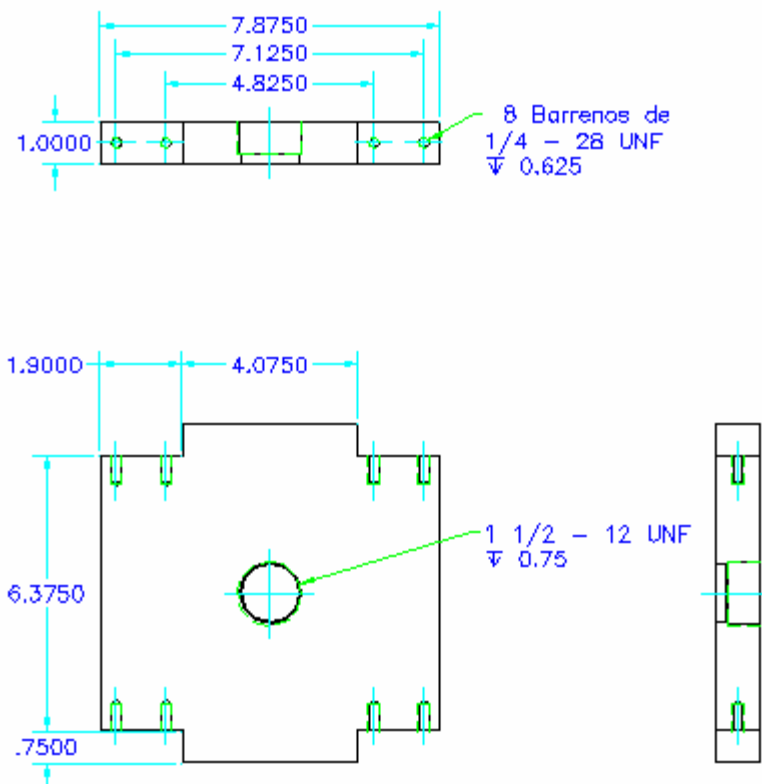


Figura 33 Dimensiones de la placa soporte de la cámara de plastificación.

En un caso ideal si la tuerca tiene el suficiente largo, la carga requerida para barrer las tuercas será superior a la carga necesaria para que falle el tornillo a tensión. En el caso de un barreno roscado la tuerca tiene que tener una longitud mínima de por lo menos  $d$  veces  $l$ , pero esto provocaría hacer más amplia la placa, lo cual no es deseable.

Por lo tanto para calcular el esfuerzo en la rosca ocupamos la siguiente ecuación:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s}$$

Donde:

$\tau_s$  = Esfuerzo cortante por barrido

F = Carga a la que ésta sometida el tornillo (carga axial).

$A_s$  = Área cortante de barrido:

$$A_s = \pi * d * w_o * p$$

Donde:

d = diámetro nominal de la tuerca.

$w_o$  = factor que define el porcentaje del paso ocupado por el metal.

P = paso.

Sustituyendo:

$$A_s = \pi * 1.75 * 0.88 * .1667 = 0.806342114 \text{ in}^2$$

$$\tau_s = \frac{3308.23}{0.806342114} = 4102.762265 \text{ psi.}$$

Para el caso más extremo, nuestra rosca resiste 4102.762265 psi en contra del barrido, sabiendo que un cold rolled resiste 50 ksi, tenemos un esfuerzo relativamente aceptable.

Nota: Ya que la cámara de plastificación tiene que ser de un acero aleado para resistir el trabajo en caliente, y éste va a ser más duro que el cold rolled, provocará que se desgaste la tuerca o que se empiece a barrer la tuerca, por eso éste esfuerzo es conveniente que sea bajo para eliminar el barrido de la tuerca.

### 3.5 Análisis numérico

El análisis anterior de esfuerzos fue elaborado mediante métodos algebraicos ya establecidos por ingenieros e investigadores, estos métodos destacan por ser sencillos, prácticos y fácil de utilizar; sin embargo ya que los fenómenos son tan complicados de predecir con exactitud, que para ello los investigadores tuvieron que simplificar sus análisis y realizar las correspondientes hipótesis para delimitar aún más el problema y el llegar un resultado aproximado de la realidad.

Por desgracia estas simplificaciones permiten que pierda exactitud y precisión el análisis, por ello para apoyarme en algo un poco más real utilicé muy básicamente un programa de elemento finito en el que intento corroborar mis propios resultados.

#### 3.5.1 Unidad Inyectora

En nuestra máquina el mecanismo de inyección comprende la boquilla, cámara y émbolo. Estos tres elementos se han tratado con detalle anteriormente, de igual manera en nuestro análisis anterior, hicimos un aproximado de la realidad al simular el punto más drástico.

Se supuso que la fuerza es aplicada por el tornillo del pistón que une al émbolo, y un instante antes de moverse empuja al plástico, por lo que en su extremo posterior no tendrá desplazamiento en ese instante. Observe la figura 32.

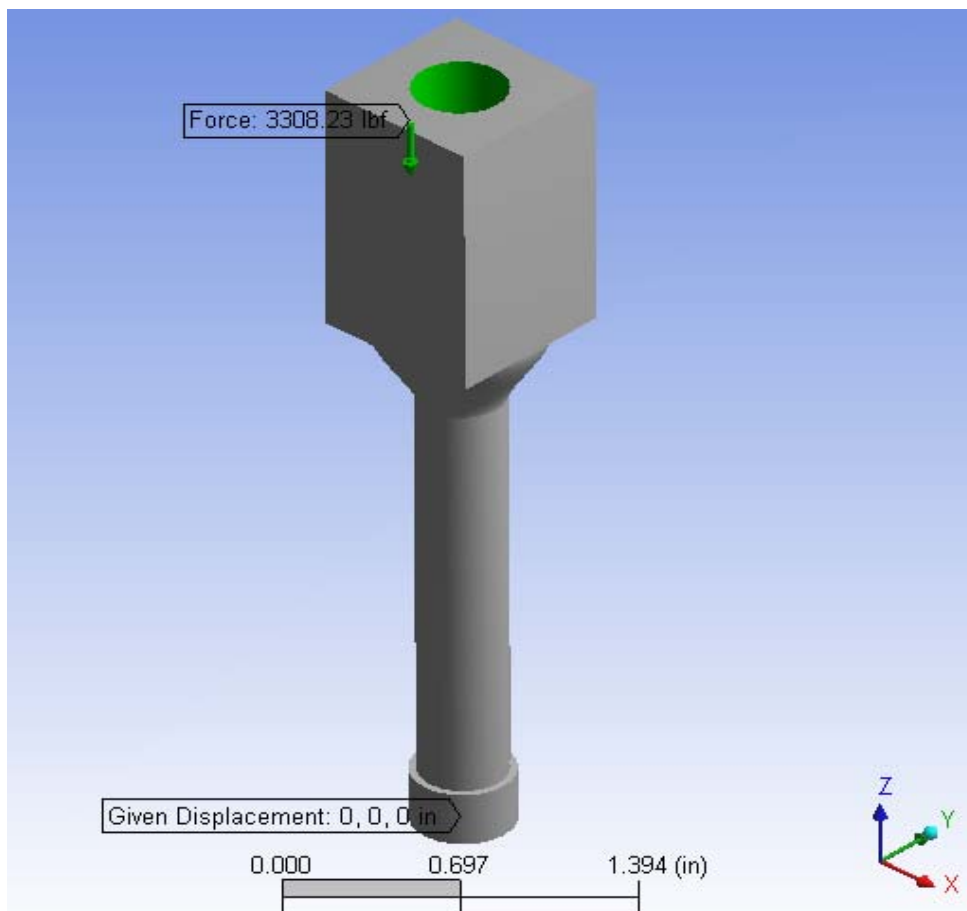


Figura 34: En la parte inferior se muestra que el desplazamiento es 0 en "x" 0 en "y" y en 0 en "z".

El mado se engrosó demasiado, así que para una mayor exactitud en los cálculos, se refinó de la siguiente manera, el tipo de mado se realizó automáticamente con la computadora, el elemento que definió fue: 10 Node – Quadratic Tetrahedron.

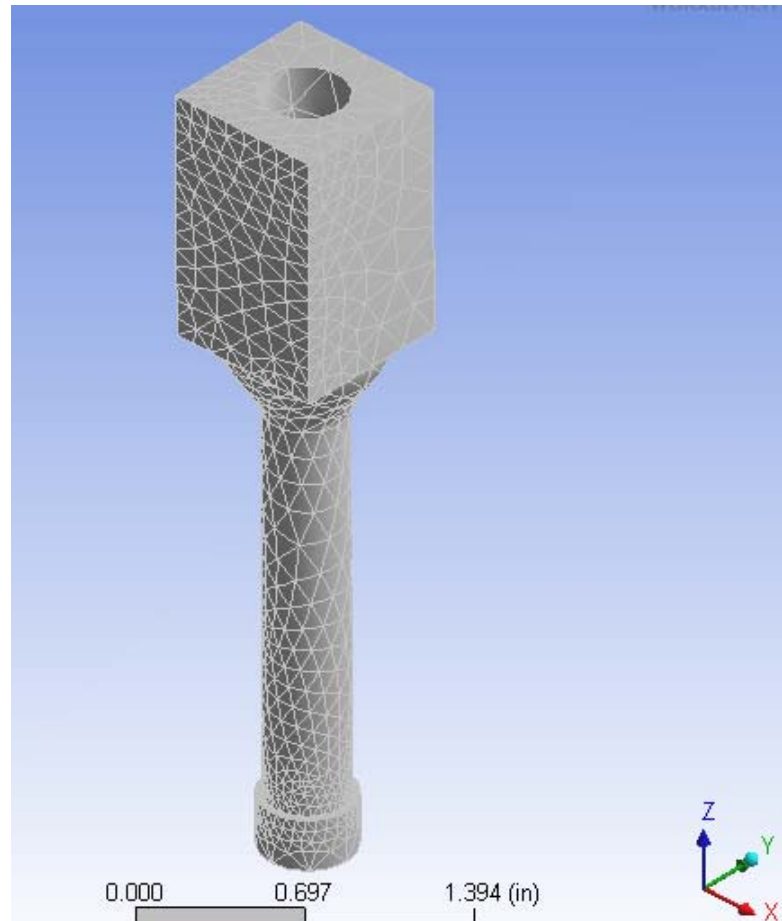


Figura 35: el mado que se hizo fue relativamente fino como se puede observar, la refinación del mado en los bordes podría indicar problemas en la interpretación de resultados posteriores.

Habiendo definido las condiciones de frontera, y el mado de la geometría el siguiente paso será realizar la solución del problema, se elige de tal manera que los análisis serán de materiales dúctiles, y nos arroja los siguientes resultados:

Nota: El sistema de referencia utilizado en el análisis de método finito, no necesariamente es el mismo que se utilizó en el análisis algebraico.

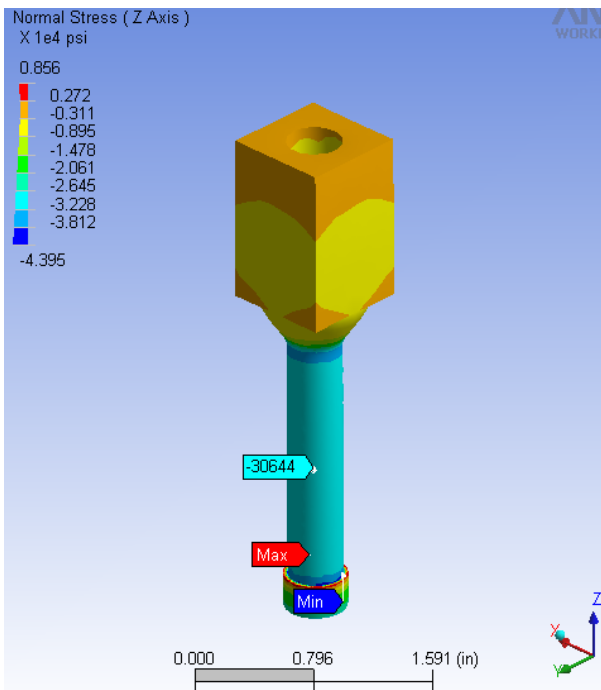


Figura 36: Esfuerzo normal en el eje z

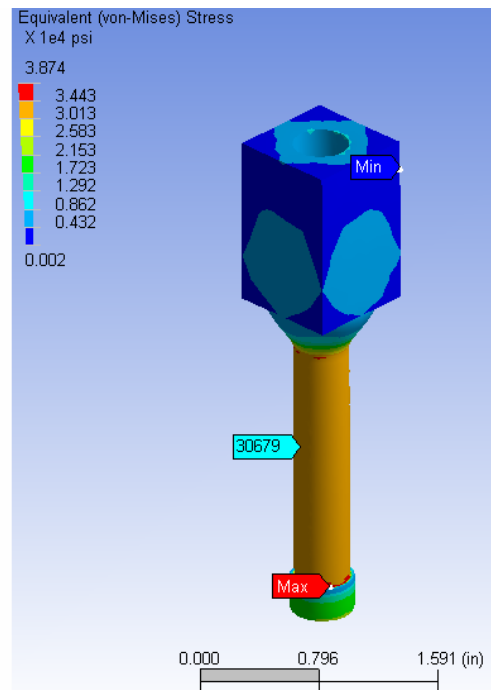


Figura 37: Esfuerzo equivalente (Von Misses).

La discusión de los resultados, así como la comparación entre los dos análisis será expuesta en el próximo capítulo. Sólo como referencia, el programa calcula el esfuerzo que existe en la pieza, si observamos bien ambas figuras tienen casi el mismo esfuerzo, sólo cambiando el signo, ya que el esfuerzo normal que sufre la pieza es el único y por ello el esfuerzo equivalente no tiene por qué cambiar. También es necesario identificar que no se calcularon en el primer análisis los cambios abruptos de material (ya que no es tan considerable cuando se emplean materiales dúctiles), por eso los esfuerzos máximos se encuentran en esos cambios ya que el programa no hace ésta distinción.

El siguiente elemento por analizar será la cámara de plastificación, y la boquilla de inyección, estos elementos son los que soportan el flujo plástico, mecánicamente hablando, son recipientes a presión donde permite el flujo y la presión del pistón la intercambian por velocidad en el plástico si observamos la figura 38.

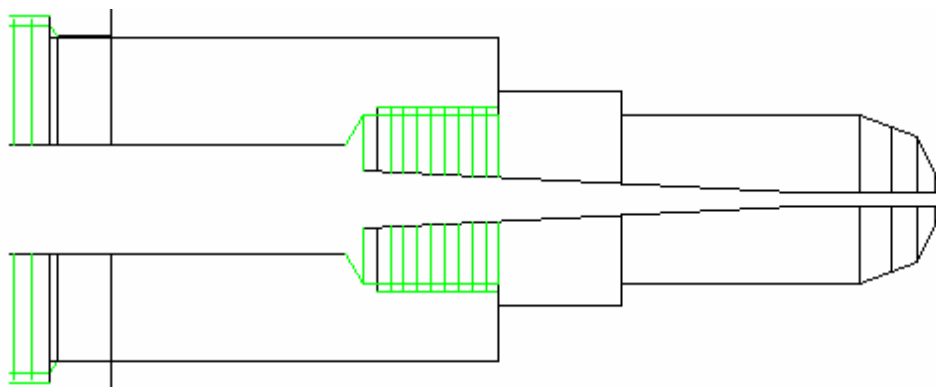


Figura 38: Ensamble de Boquilla y Cámara de inyección.

El plástico líquido es inyectado por el émbolo hacia la boquilla, parte de la presión que ejerce el émbolo, se transforma en velocidad cuando pasa de un canal grande hacia la boquilla que es un canal muy angosto, ya que el plástico es un líquido no newtoniano, y su viscosidad es mayor que la de un fluido ideal, podemos suponer que existe una compresión de material lo que generaría una pérdida de presión en la cámara de plastificación, sin embargo, esto puede llegar a ser un problema, ya que plásticos como el nylon, tienen una viscosidad mucho menor que el polipropileno. Ejemplificando mejor esto, sería que la pérdida de presión producida por el nylon puede ser menor que la producida por el polipropileno, por ello; ya que no es conveniente realizar pruebas para todos los materiales utilizaremos el siguiente principio:

- Existen sólo dos puntos donde la presión del pistón es completamente transmitida a la cámara de plastificación y boquilla de inyección, un instante antes de moverse el material, y cuando debe haber una presión de sostenimiento para la maduración de la pieza inyectada.
- Dada las dimensiones de la máquina, se supondrá que no existen pérdidas de presión en la cámara de plastificación, ya que la complejidad de la boquilla es grave si se sobrecargara ésta, con la misma presión de inyección.

La figura 36 deja ver las condiciones de frontera, todas las cuerdas fueron eliminadas para no crear un conflicto con el programa FEA, en la cuerda que enrosca a la placa soporte, se aplicó el único empotramiento del sistema, el programa no calcula la interacción que existe entre boquilla y cámara de plastificación, el FEA los hace una misma pieza para su análisis. En la figura 37 muestra el mayado que se hizo de los elementos, a diferencia de nuestro primer análisis, el software utilizó tres tipos de elementos, 10 Node – Quadratic Tetrahedron, Quadratic Triangular Contac y Quadratic Triangular Target.

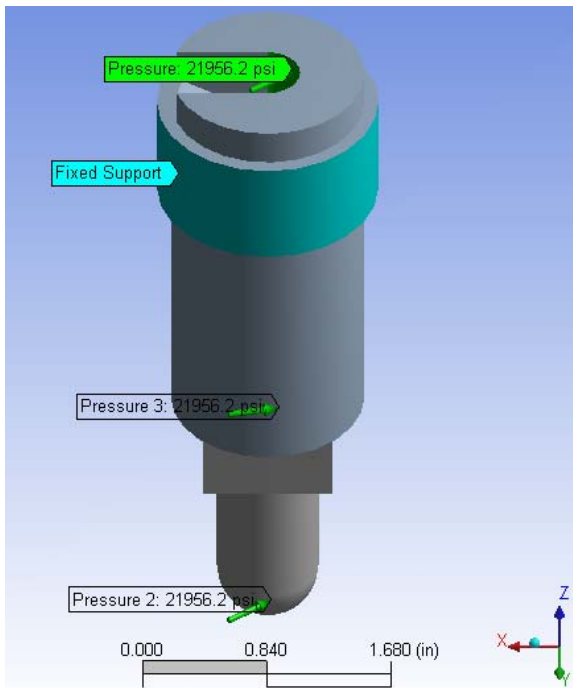


Figura 39: la presión se maneja constante en todo el elemento.

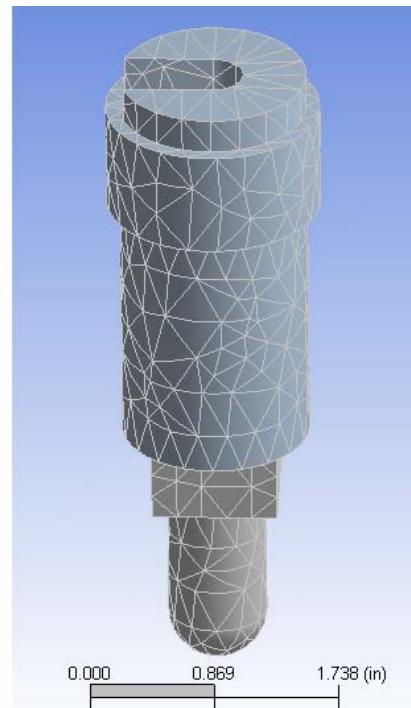


Figura 40: Mayado de la máquina.

Dado que ambos elementos tiene un estado de esfuerzos en dos direcciones, es conveniente sólo mostrar el criterio de Von Mises:

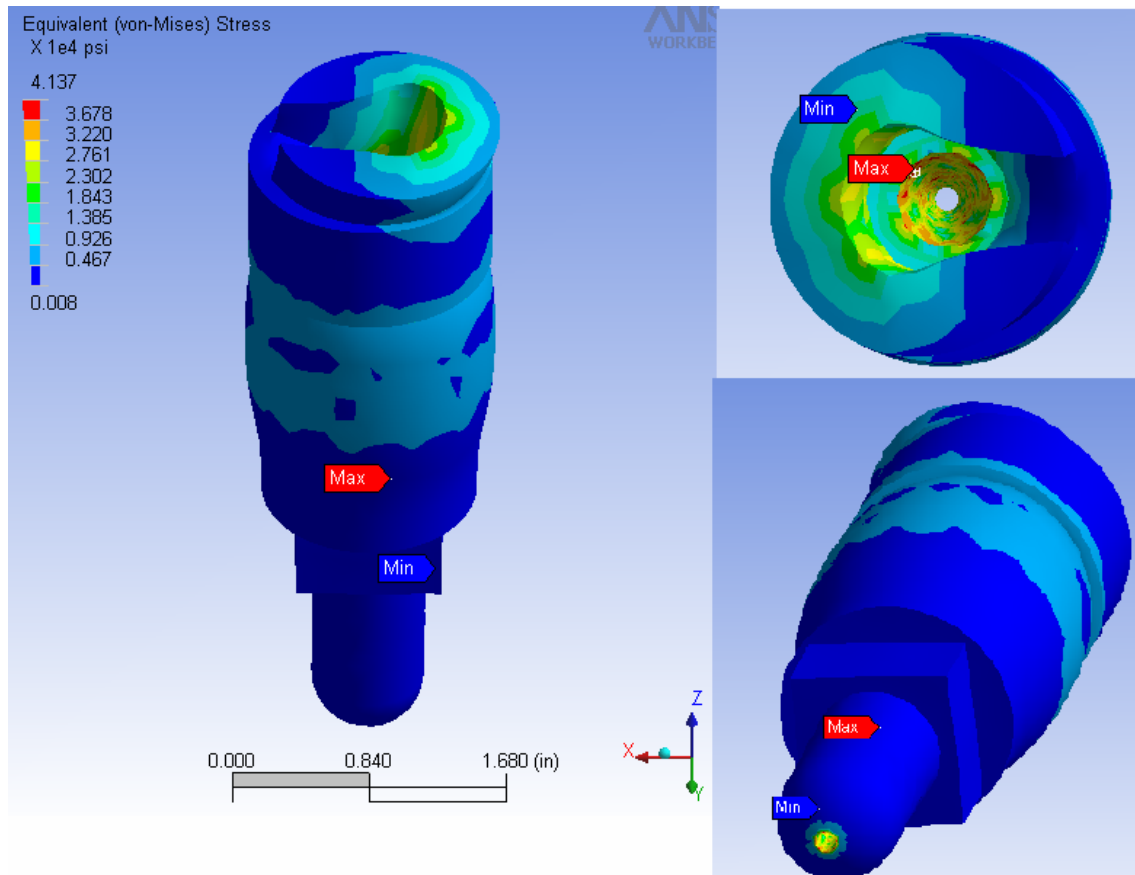


Figura 41: De igual manera que en nuestro análisis

### 3.<sup>5.2</sup> Unidad de Cierre

Nuestro análisis comprende las piezas, base soporte, tornillo sinfín, émbolo de cierre, placas y guías soporte de ambos mecanismos. Dada la construcción de la máquina, el análisis se complica ya que tiene que soportar cargas que flexionan al mecanismo, más las cargas que abren al mecanismo.

Para empezar se hicieron varios análisis, el primero se hizo aplicando fuerzas remotas hacia las platinas ya que se carecen de moldes donde simular las fuerzas de inyección, en todos los análisis, la máquina tuvo que ser modificada porque causaba un error de interferencia y con el mayado producía errores en la solución del problema; se eliminó la cuerda de la base y el tornillo, se prosiguió aplicando la totalidad de la fuerza de inyección en cada parte del molde para la validación de la primera iteración de nuestros análisis.

En la figura 42 se muestra las condiciones de frontera, recordemos que la fuerza de inyección ejerce dos componentes uno horizontal y también un vertical, en éste caso los ejes que se manejan es “x” y “z”.

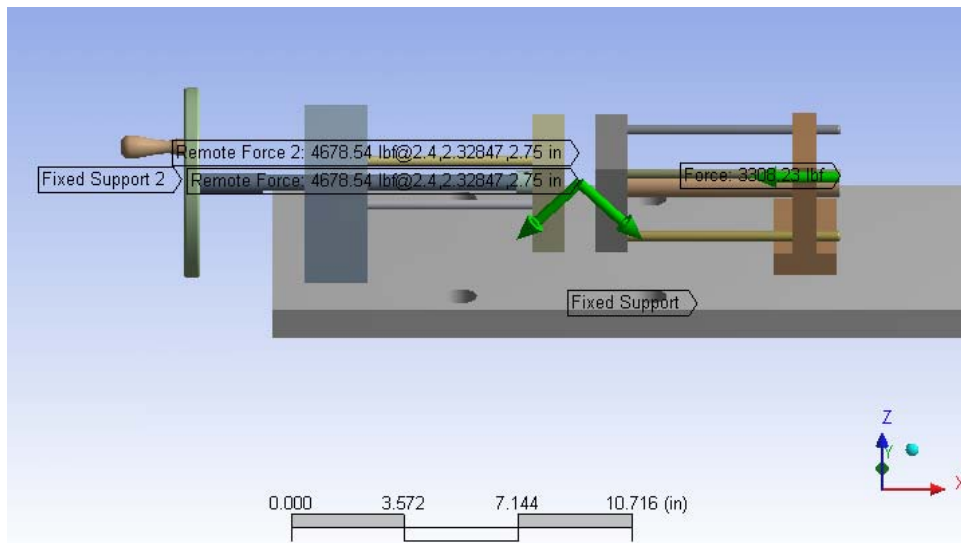


Figura 42: Condiciones de frontera del mecanismo de cierre.

Ya que el tornillo actúa como un empotramiento y la base soporte ésta sujeta de tal manera que no tiene movimiento, estos dos elementos en sus caras posteriores fueron empotramientos. Se muestran las dos componentes de la fuerza de inyección para cada molde, esto es perfectamente entendible, ya que el plástico tiende a abrir el molde, pero también flexiona al tornillo y al émbolo, haciendo muy crítico su esfuerzo, en la parte posterior del émbolo es aplicada la fuerza de cierre por el pistón de inyección.

Los valores que arrojan se observan en la figura 43 y 44. La escala de esfuerzos en el tornillo es tan elevada en la figura 43 que el lado del émbolo se encuentra en un tono azul, como si no tuviera esfuerzo, por eso en la figura 44 se hace una iteración diferente del mismo análisis para poder observar realmente como el esfuerzo interactúa con la pieza.

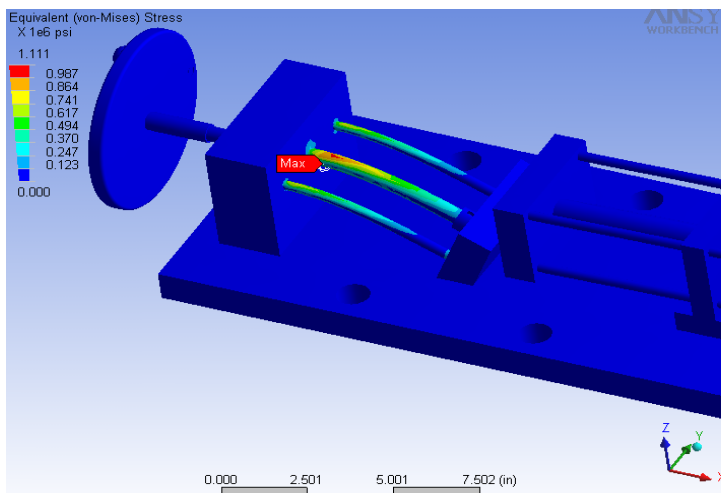


Fig. 43: Se muestra el esfuerzo del tornillo.

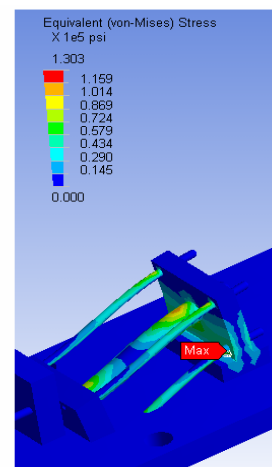


Fig. 44: Como se ve la escala del émbolo es mucho menor que la que tiene el tornillo, por ello de la segunda iteración.



El mismo análisis, con casi las mismas condiciones de frontera, se hizo suponiendo que cada parte de mecanismo de cierre recibía un medio de la fuerza de inyección, los resultados fueron casi la mitad de los pasados, se sigue mostrando problemas graves dado que el esfuerzo es muy elevado. Figura 45.

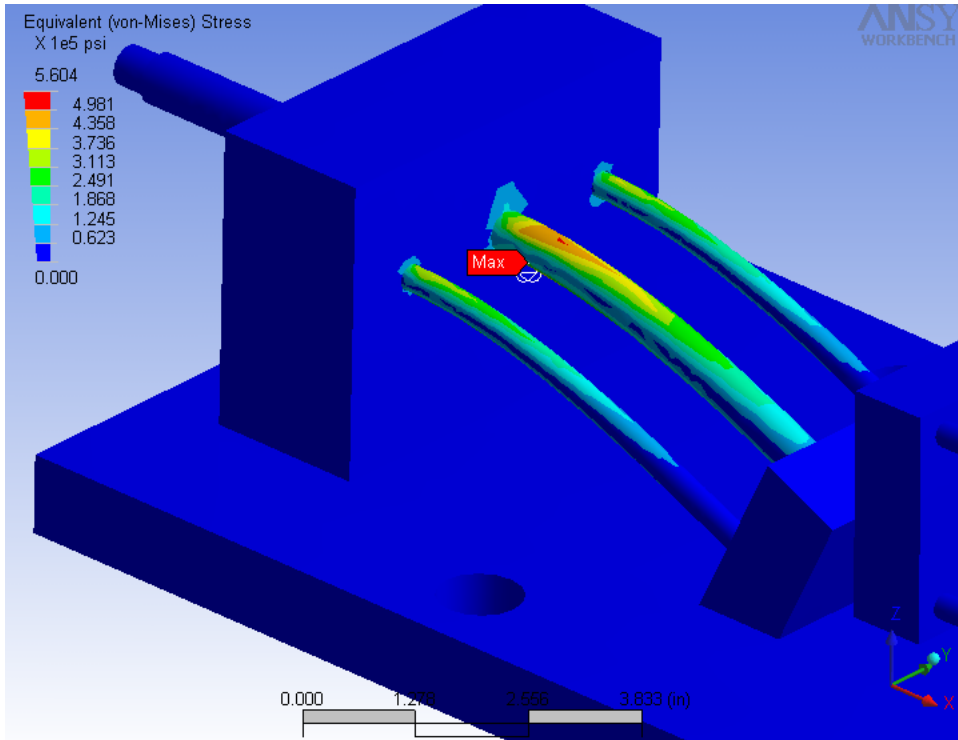


Figura 45: Análisis considerando que ambos elemento absorben la fuerza.

La tercera iteración fue cambiando el sistema, se anexo un molde ficticio que permite el cierre completo del mecanismo de inyección, esto provoca que en vez de aplicar fuerzas remotas, se apliquen fuerzas concentradas en una superficie del molde, generando una mayor precisión en la simulación de las condiciones de frontera. La figura de abajo muestra a la máquina completa con el molde ensamblado; las fuerzas se encuentran dentro del molde.

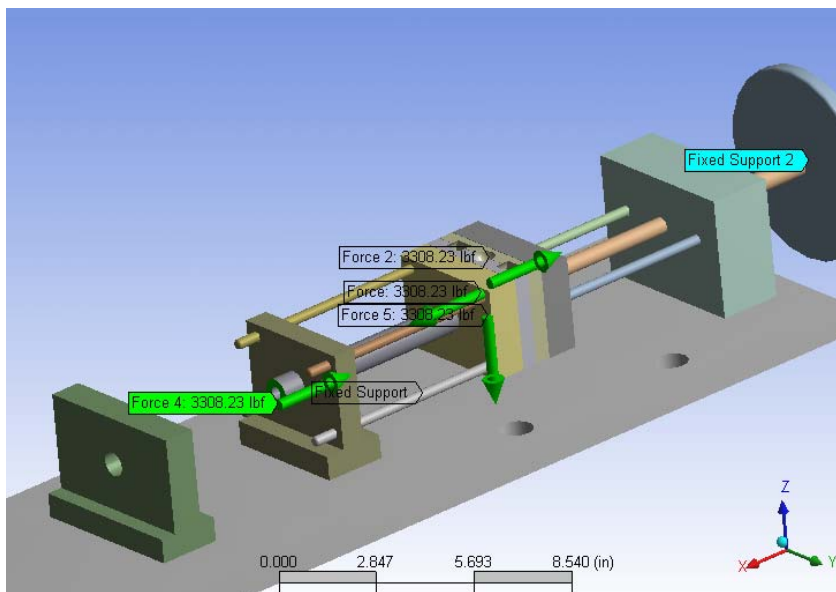


Figura 46: Análisis considerando el molde.

Los resultados de éste análisis (figura 47) se asemejan a los resultados de cuando cada parte del mecanismo absorbe un medio de la fuerza de inyección. Figura (45). En el siguiente capítulo se expondrá el por que de esto.

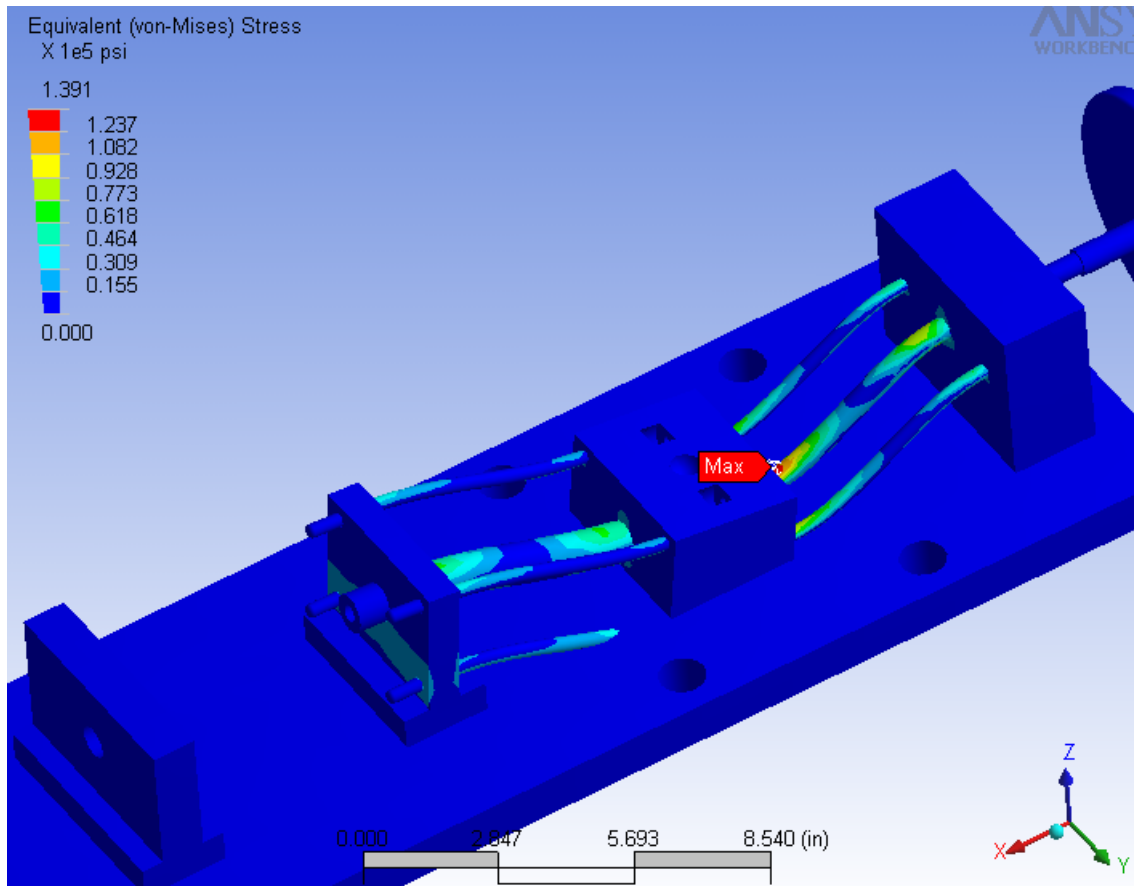


Figura 47: El molde no sufre un esfuerzo excesivo gracias al desplazamiento de los tornillo y embolos.

### 3.5.3 Soporte de la máquina.

En éste apartado sólo se trata de la estructura de la máquina, de como interactúa con las fuerzas que trabajan en ésta, y del como asimila cada parte el esfuerzo producido, es en ésta parte donde encontramos el mayor sobredimensionamiento de toda la máquina, y por ello el mayor factor de seguridad.

Este análisis, se concibió bajo el mismo principio que todos los análisis que se hicieron de la máquina, bajo una condición crítica de operación y servicio, que se acerca a la realidad, más no es la realidad misma.

En la figura 48 se puede observar que las bases soportes de la cámara de plastificación, y el pistón de inyección tienen la misma fuerza sólo que una aplicada a la tuerca que une la cámara con la base, y la otra a la tuerca de los tornillos del pistón dada la simetría de estos es factible decir que la fuerza se divide a un cuarto por cada tornillo.

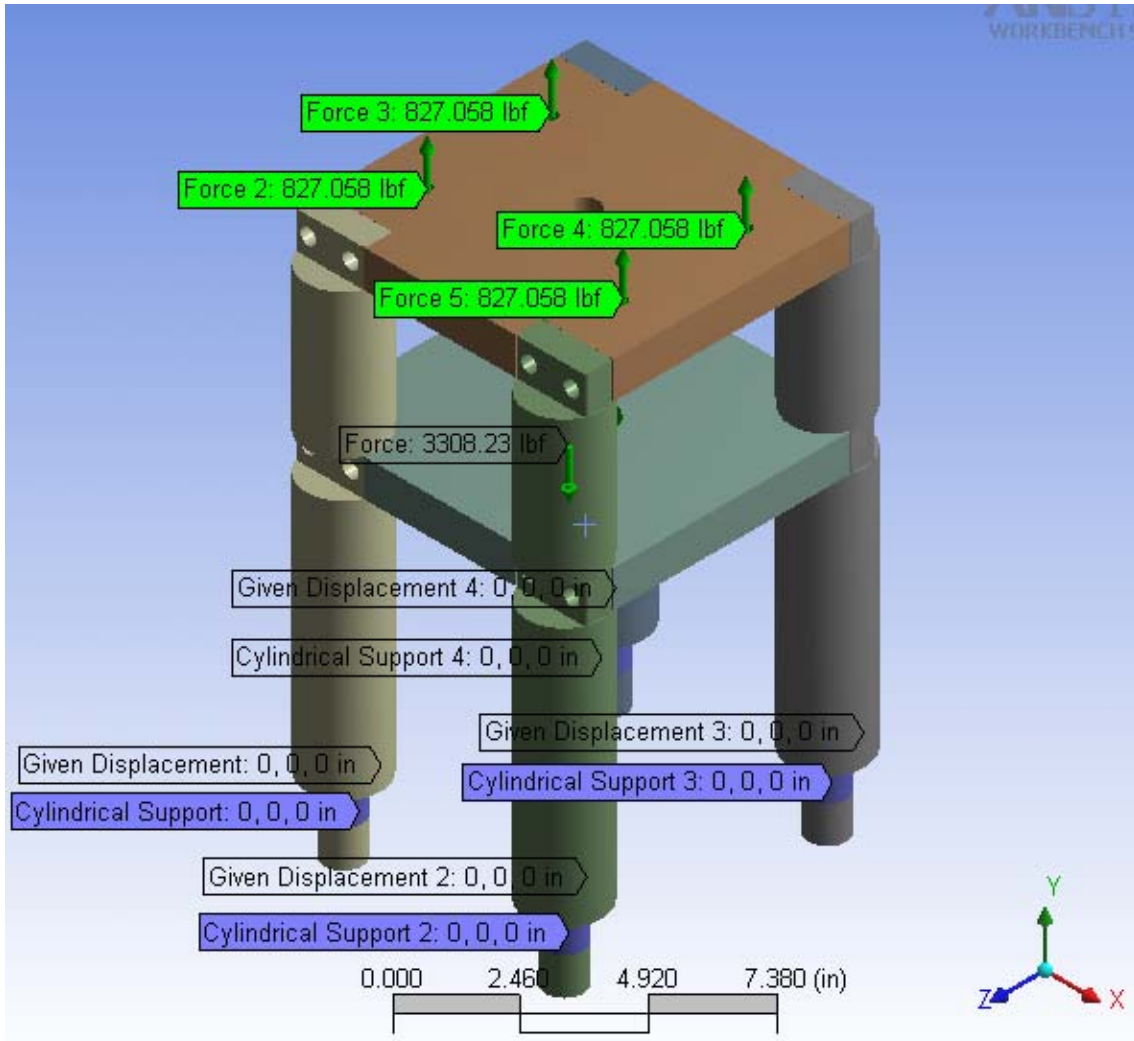
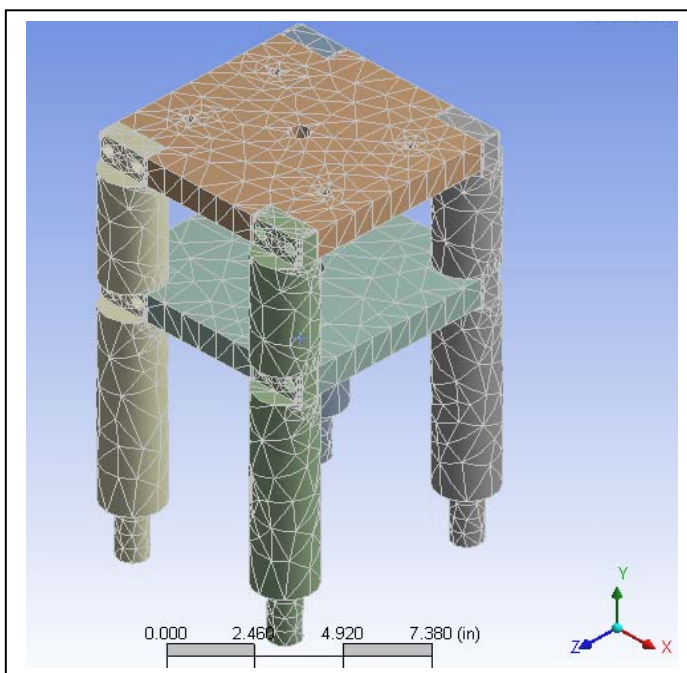


Figura 48: Condiciones de Frontera de la Armadura.



El mayado de igual manera que en la cámara de plastificación, aparece con tres tipos de elementos, 10 Node – Quadratic Tetrahedron, Quadratic Triangular Contac y Quadratic Triangular Target.

Figura 49.

Dentro de los resultados cabe mencionar que existe una pequeña concentración de esfuerzos en cada barreno de la máquina, sin embargo, ya que los elementos del soporte son tan robustos, que aún así, queda lejos de cualquier posible daño a la estructura. En la figura 50 se muestran los resultados del esfuerzo equivalente, en la figura 51 se muestra los esfuerzos normales de la máquina en el eje “y”, la figura 52 muestra los esfuerzos normales en el eje “x”, y la figura 53 en el “z”

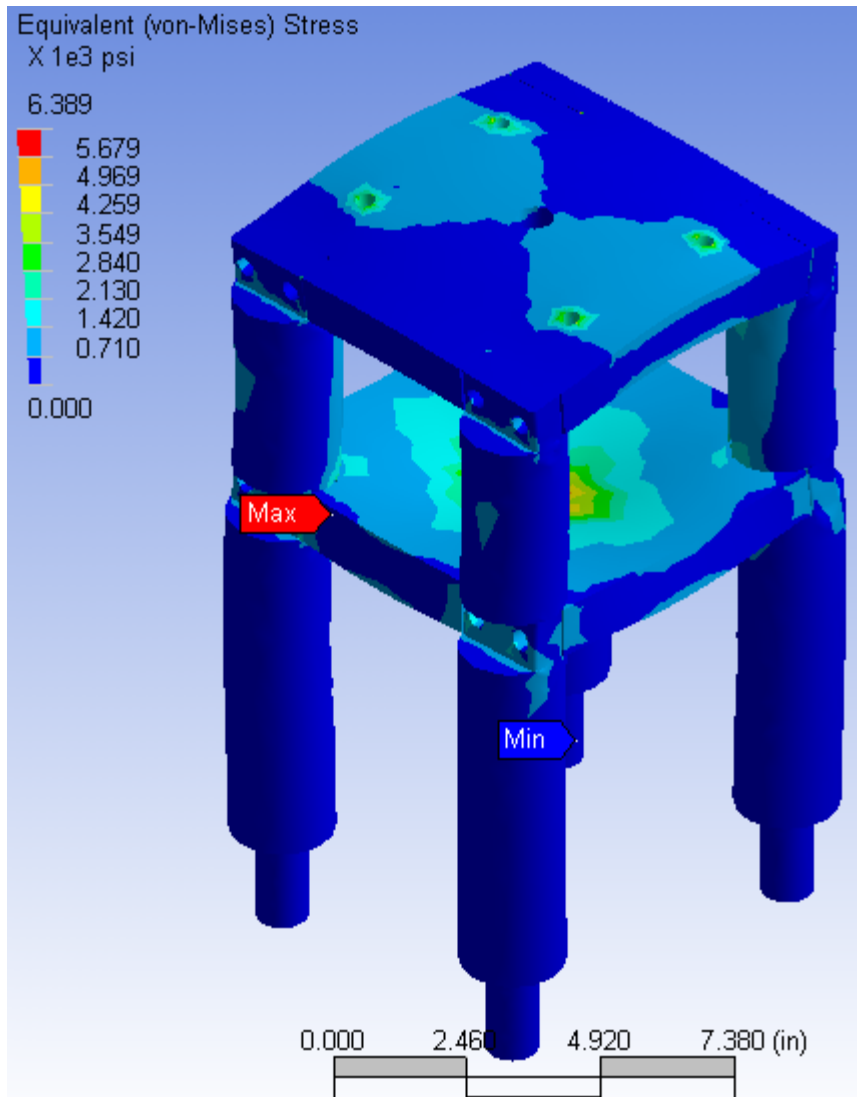


Figura 50: Esfuerzos principales que existen en la máquina.

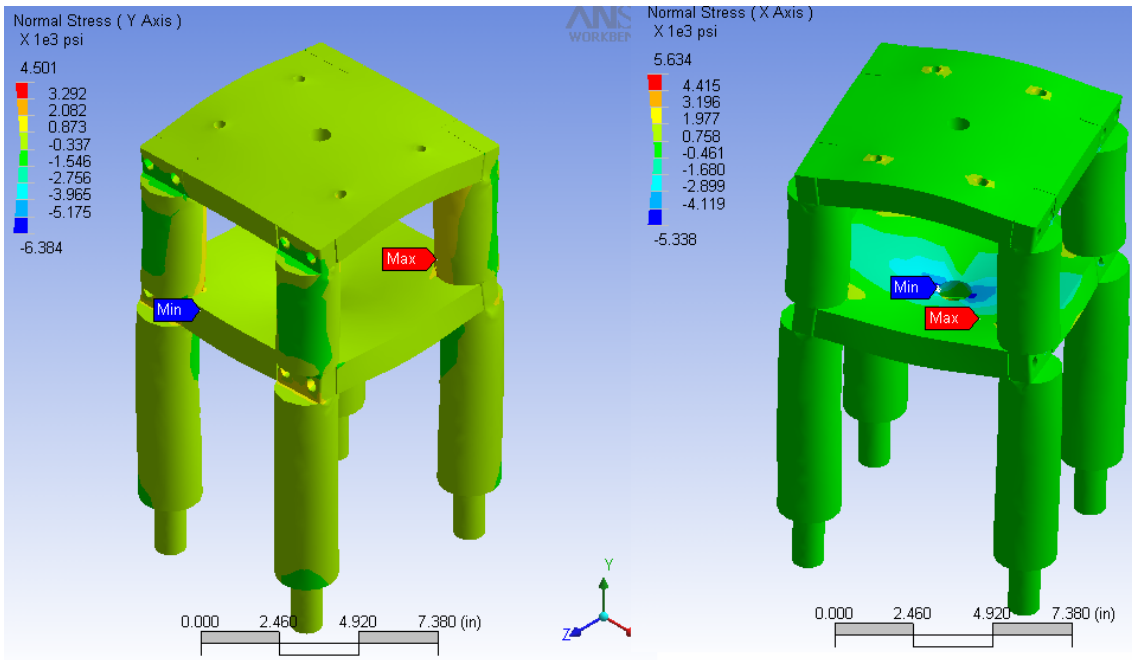


Figura 51: Esfuerzos normales en el eje \_Y

Figura 52: Esfuerzos normales en el eje X.

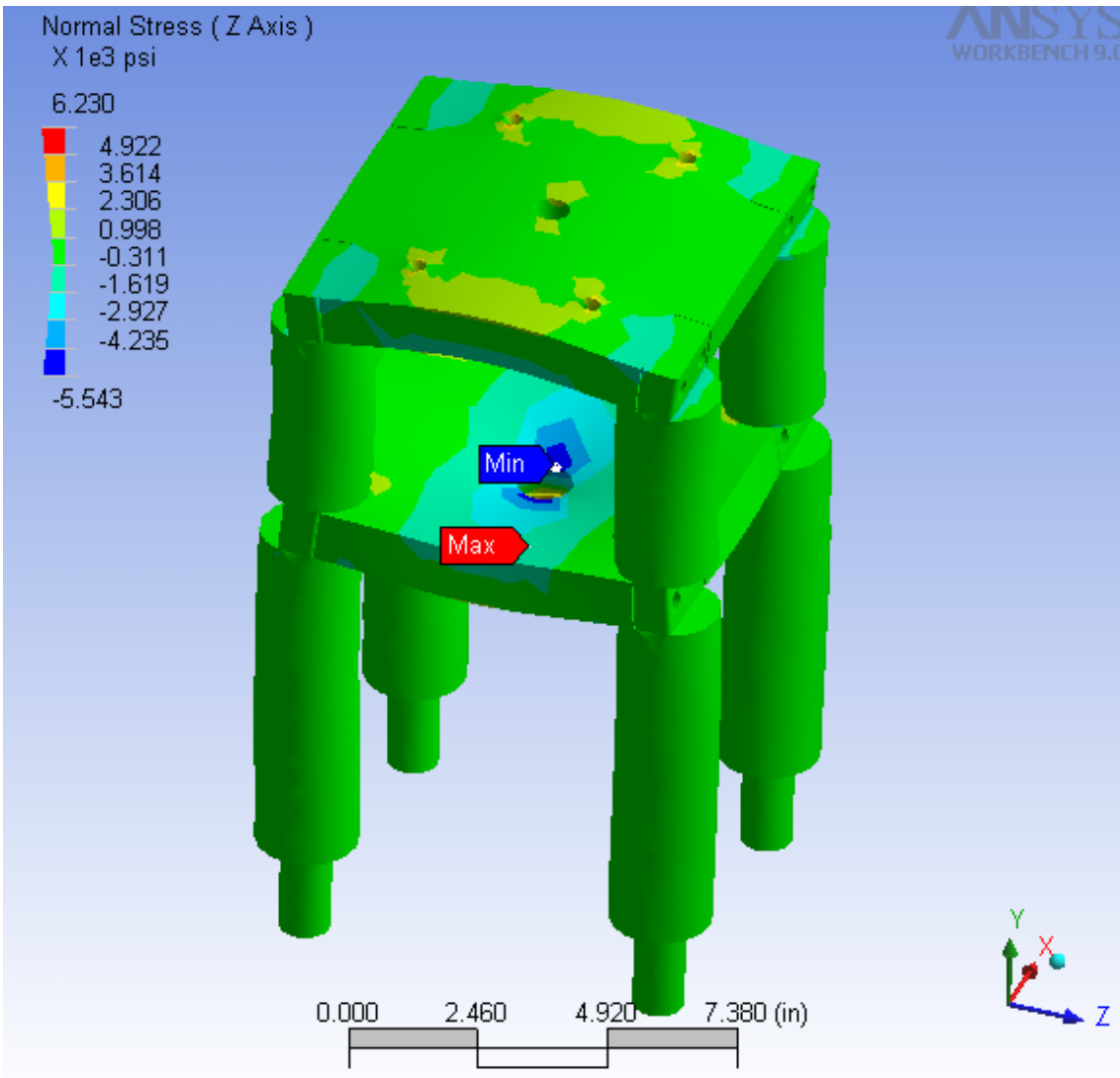


Figura 53: Esfuerzos normales en el eje z.

# CAPITULO IV

## ANALISIS DE LOS RESULTADOS

---

En primer lugar antes de revisar y analizar los resultados, quiero resaltar un punto que considero vital para toda la tesis, como se explico en el primer capítulo; el plástico es un fluido no newtoniano que tiene características reológicas muy especiales, hace que determinar las presiones en toda la máquina sea en extremo complicado y fuera del alcance de ésta tesis, por ello para poder realizar un análisis concreto, se intento simular lo más posible las condiciones reales con las constantes que teníamos.

Y dentro de estas simplificaciones se encuentran dos que son vitales:

- En el mecanismo de inyección, la presión que ejerce sobre los componentes y el plástico es la misma que la presión del pistón de inyección. Esto en si es falso, ya que sabemos que parte de la presión disminuye por la compresibilidad del plástico, la fuerza de fricción con las paredes de la cámara de plastificación, y la disminución que sufre en la boquilla de inyección. Sin embargo, éste apartado se acerca mucho a la realidad un instante antes del movimiento, y cuando éste ocurre es preferible el sobre dimensionamiento ya que la cámara es extremadamente corta, por lo que las perdidas son mucho menores que en equipos de grandes tamaños.
- El segundo principio es que se transmite toda la fuerza de inyección a través de la pieza, implicando que el molde recibe además de la fuerza de cierre, el agravante de la fuerza de inyección.

Estos dos puntos deben de ser sometidos a crítica, y realmente evaluados a conciencia, ya que de estos depende en gran medida todos los análisis de la máquina. Establecido esto, lo siguiente sería comparar mis resultados con los métodos algebraicos y los resultados por el FEA.

En la unidad de inyección, empezando por la pieza “Husillo nuevo”, el primer análisis se calculó la fuerza máxima con la que puede ser cargada la pieza, el análisis FEA enseña el esfuerzo real al que va a estar sometida la pieza, el programa no contempla que los elementos que trabajan a compresión y que entre más largos sean, tienden a deformarse (de manera irre recuperable) antes de su límite elástico o a fallar antes de su resistencia ultima, por ello el análisis que se hizo es conveniente.

El programa maneja que el esfuerzo equivalente a la mitad de la pieza es de 30679 psi, y el esfuerzo normal es de -30644 psi; esto es correcto indudablemente, y es equivalente a realizar el cálculo de:

$$\sigma_{prom} = \frac{F}{A} = \frac{-3308.23}{.10781} = -30685.23048 \text{ psi}$$

La discrepancia que existe es de apenas 41 psi, siendo que tiene una convergencia enorme, también de renombrar es, que tiene una pequeña concentración de esfuerzos en el borde inferior de la pieza, es deseable no tener éste esfuerzo por ello se recomienda un pequeño rediseño y el aplicar un radio a la pieza, sin embargo del no desear cambiar el diseño, se tiene que ocupar un material dúctil para que no sufra críticamente el husillo.

El siguiente elemento es la cámara de plastificación, nuestro análisis maneja un estado de esfuerzos, que por el criterio de Von Mises reducimos a sólo un esfuerzo equivalente de 42,882 psi en el interior del recipiente. El programa muestra que el esfuerzo máximo en la pieza está al interior del cilindro con una magnitud en psi de  $4.137 \cdot 10^4$ . Si obtenemos la diferencia nuestro rango de error es de 1512 psi.

Ésta diferencia es bastante elevada, aunque se puede decir que los resultados convergen; para reducir ésta diferencia o por lo menos explicarla se habló con el Ing. Rene Chávez Valeriano, persona que se especializa en manejar éste tipo de programas. El ingeniero explica que el programa que se utilizó, es extremadamente fácil de emplear, pero esa facilidad, especialmente con el mayado genera una imprecisión a tal grado que los elementos de contacto los une como si fueran una sola pieza, en vez de elementos sometidos a fricción; también puede generar imperfecciones dependiendo del tamaño y forma del mayado, se pueden generar concentración de esfuerzos inexistente porque la misma maya se obstaculiza para realizar el cálculo.

Para que el resultado fuera un poco más allegado a la realidad se hizo el análisis por aparte de la boquilla y cámara de plastificación, se refinaron las mayas un poco más y nos arrojó los siguientes resultados.

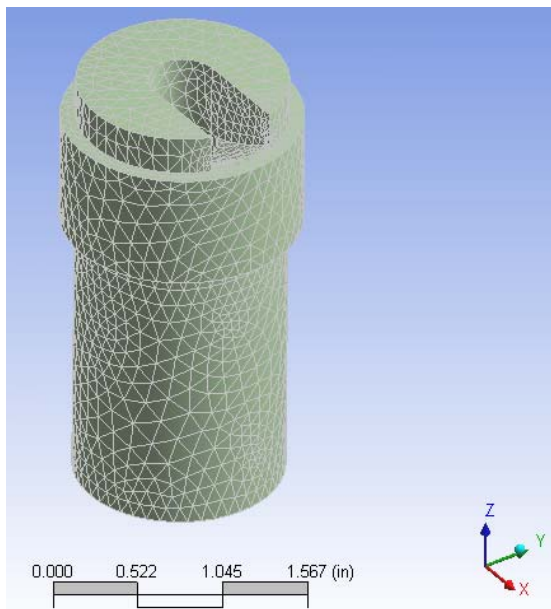


Figura 54: Como se puede observar, el mayado definitivamente es más fino que en el primer análisis.

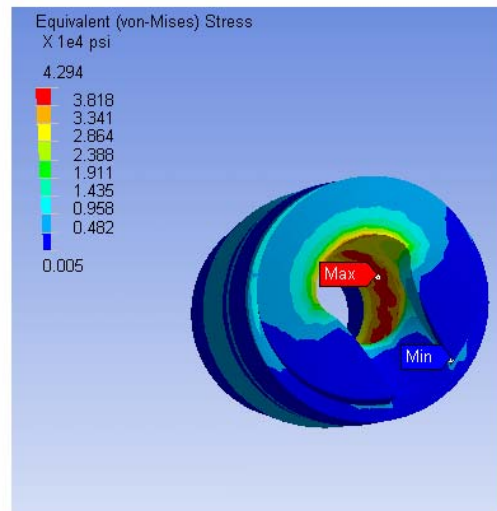


Figura 55: la figura muestra el interior de la cámara, el esfuerzo máximo lo maneja al interior de la pieza



Después de los ajustes impulsados por el ingeniero, el programa FEA maneja un esfuerzo máximo de  $4.294 * 10^4$  psi, siendo que se obtuvo un esfuerzo de 42882 psi, dejando una variación de 58 psi. Algo completamente aceptable para consideraciones de error.

El siguiente punto para analizar será la boquilla de inyección, éste es el único elemento que no se pudo revisar algebraicamente ni por aproximación, gracias a su forma y operación, sólo ésta pieza se basará únicamente en el FEA para revisar su esfuerzo.

Después de un refinamiento y varios subprocesos, el criterio de cedencia de Von Mises arroja los siguientes resultados.

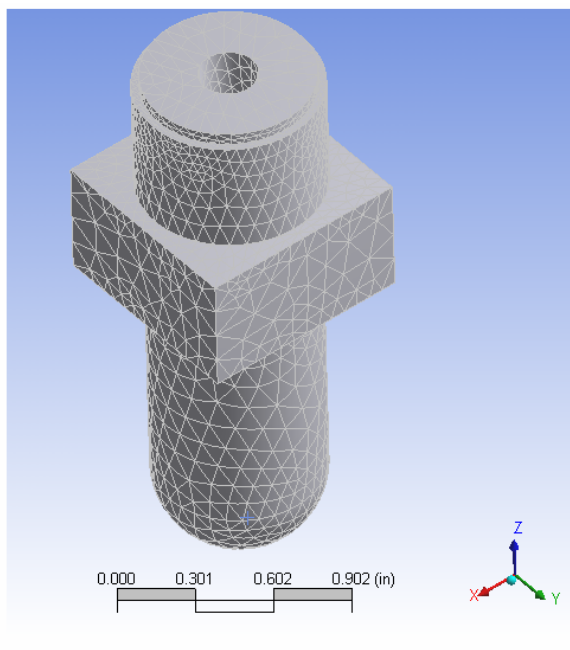


Figura 56: El mayado se afino, tanto al exterior como en el interior

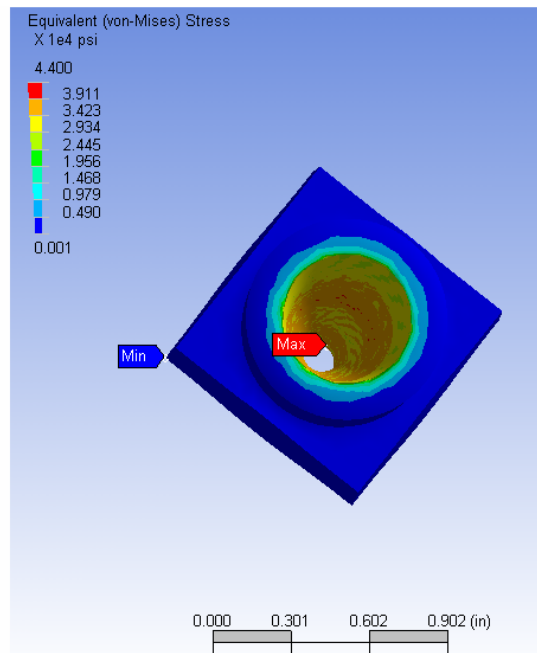


Figura 57: Se observa que el esfuerzo máximo se encuentra en el borde de la pieza.

El programa maneja que en la boquilla se tiene un esfuerzo máximo de  $4.4 * 10^4$  psi, en la punta de la boquilla, esto puede ser entendible ya que en los bordes existe menos material para soportar las presiones, y esto no contradice lo que averiguamos en la industria, sino que comprueba del porque las boquillas comienzan a desgastarse en éste borde.

Con esto podemos concluir que el programa, bajo ciertas condiciones operativas, se acerca mucho a nuestros resultados, el rango de error es elevado cuando estas condiciones no se respetan del todo, pero aún así los resultados convergen en algo que se desea.

La parte más endeble de la máquina fue el mecanismo de cierre, gracias a su construcción vertical, éste problema tiene que ser resuelto, sin embargo, encontramos varias cosas que resaltar en nuestro análisis por FEA.



Las primeras iteraciones, a las que no se les añadió un molde específico, y se les aplicó una fuerza remota para simular la inyección se acercan a nuestros resultados que obtuvimos en el análisis de tornillo con varias excepciones.

En nuestro resultado algebraico, no se contempla que las guías trabajen al parejo del tornillo, esto sencillamente es imposible, y aun así es conveniente. Para explicar mejor esto, si revisamos la función de las guías es darle estabilidad al molde mientras el tornillo se mueve, impedir que el molde sea rotado y absorber desgaste con el movimiento.

Si aunamos esto a un esfuerzo periódico que tiende a producir fatiga en los aceros, y ésta a producir un endurecimiento que con el tiempo formará microgrietas que a su vez se expandirán a un estado macro; es imperativo que el esfuerzo de las guías sea lo más reducido.

Si observamos la figura 56, se muestra la deformación de las guías y el tornillo, si el elemento primario (en éste caso el tornillo) es de un diámetro menor que las guías, estas absorberían gran parte de la carga y por ello se esforzarían más, del caso contrario, donde el tornillo fuera mayor las guías absorberían menos o al parejo la fuerza del tornillo hasta el punto donde su geometría permite que el tornillo no se deforme tanto como las guías y realmente empiece a trabajar el tornillo.

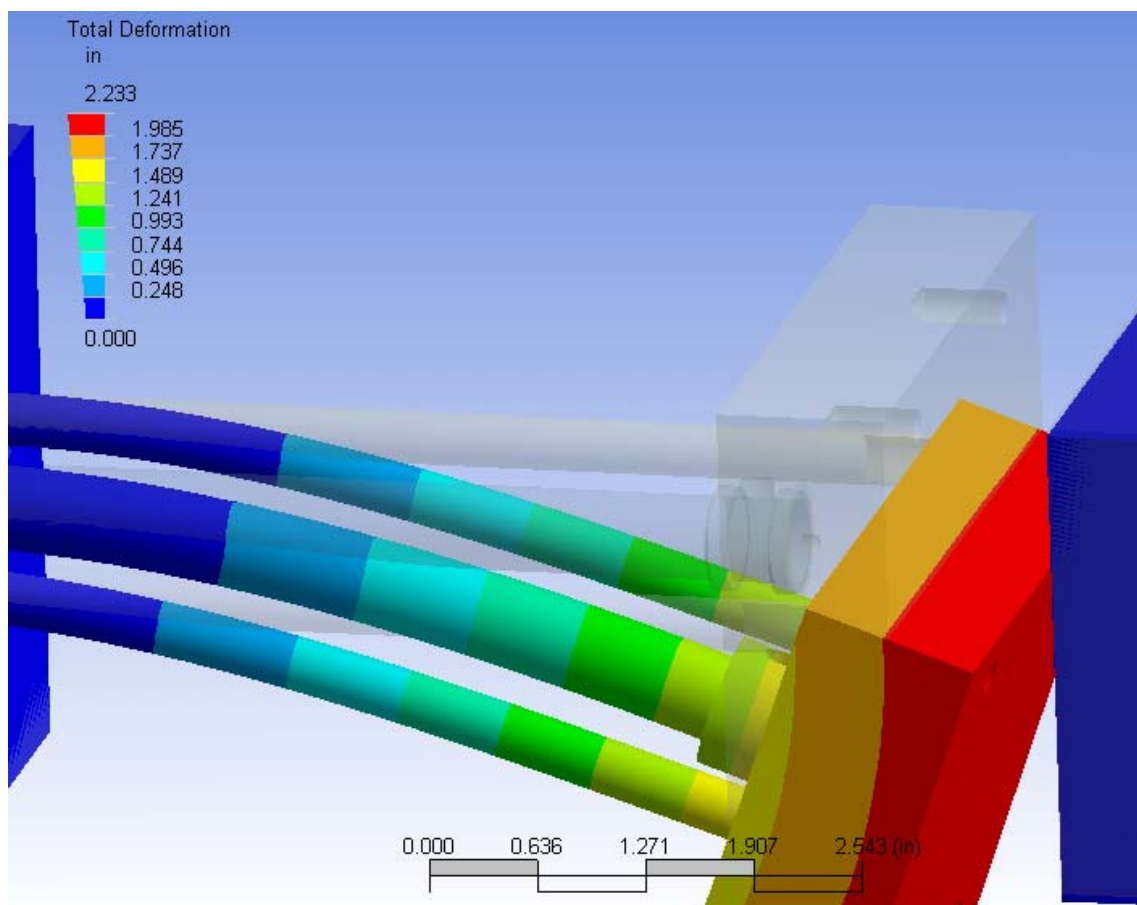


Figura 58. El modelo en colores transparentes es sin deformara, mientas que la escala de colores representa al elemento deformado.

Con esto quiero enfocar el siguiente concepto, “No se pueden hacer cero los esfuerzos en las guías de ninguna manera, pero es conveniente que absorban lo menos

posible de la carga”. Para esto tenemos que analizar al tornillo y al émbolo como un elemento sin guías que aporten una estructura, sino como un elemento libre donde un agente externo puede reducir las condiciones de operación.

Dentro de ésta discrepancia se encuentra que el valor que obtenemos de esfuerzo cambia al valor que encontramos en el tornillo sinfín. El valor que obtuvimos en el cálculo fue de  $-1.600628 * 10^6 \text{ psi}$ , mientras que el programa lo maneja como un valor de  $-1.337 * 10^6 \text{ psi}$ .

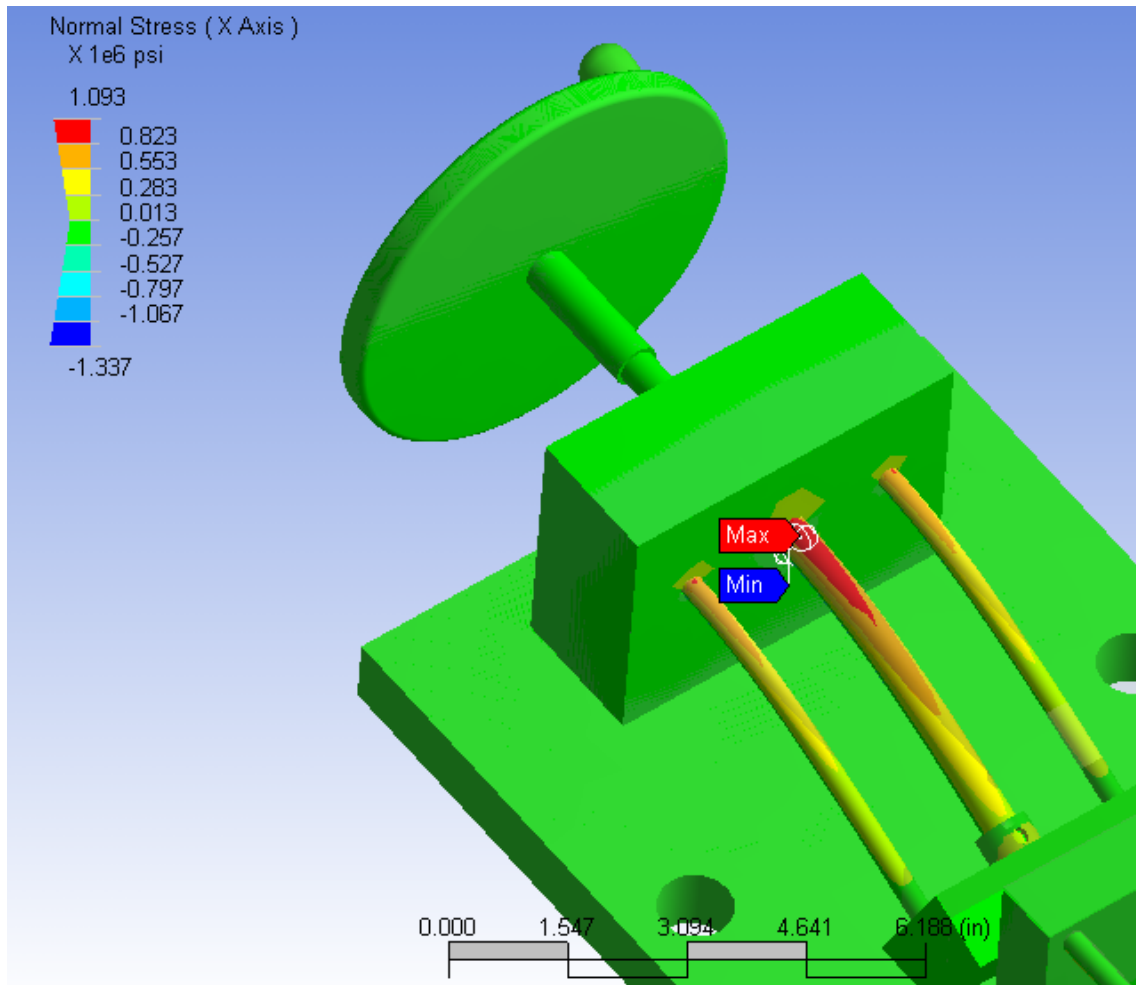


Figura 59: Figura que muestra el esfuerzo a compresión y a tensión producido por la flexión.

Este resultado no es que carezca de exactitud o sea un problema de mado, la diferencia principal es que éste contempla como trabaja realmente la máquina, no hace la consideración que se realizó para con las guías; revisando mejor lo que digo, se hizo una iteración correspondiente sin guías y se demostró que los resultados saltan en orden, pero aún así se alejan en precisión.

Hay que mencionar que la deformación es tan grande, que se llega a un problema de condiciones críticas en el FEA, dado que el método numérico que soluciona al problema sale de rango y genera errores. El programa se tiene que modificar bajo condiciones de “largas deflexiones” El resultado permite que se deforme hasta el punto donde choca con la base y produce un caos matemáticamente hablando.

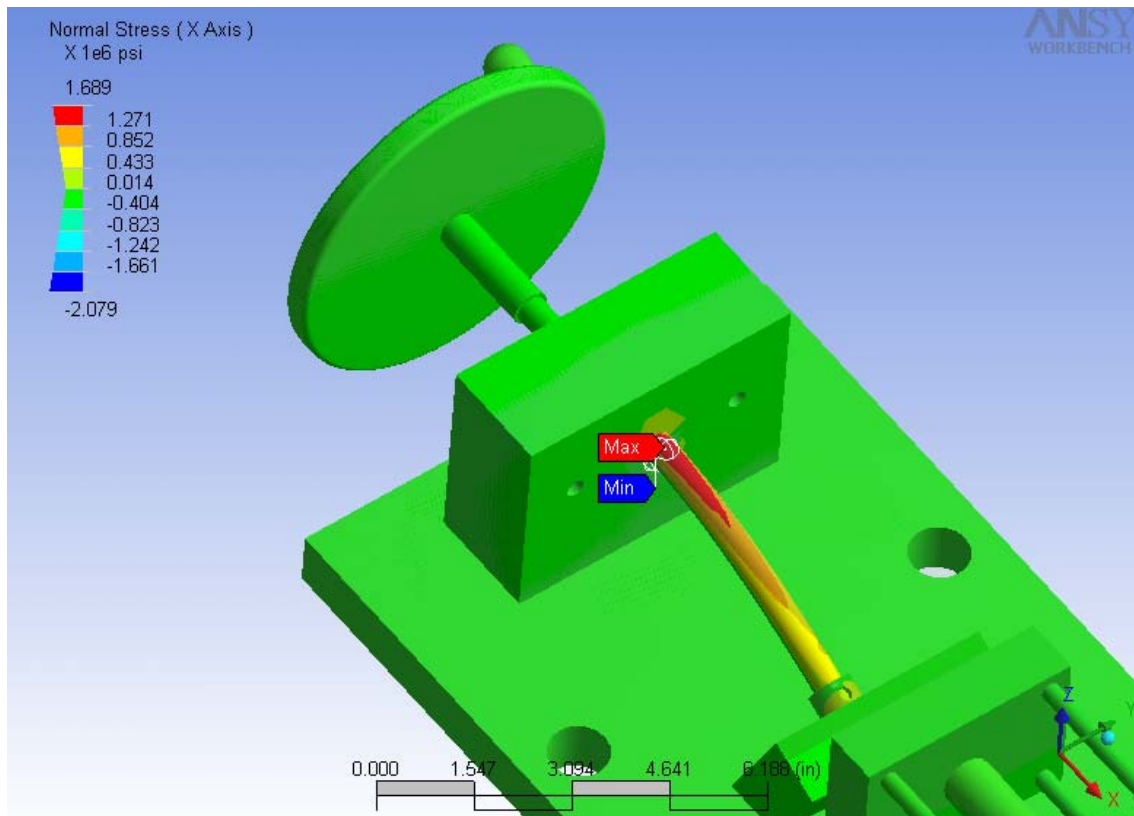


Figura 60: En la figura, el portamolde choca con la base soporte y aunque no es la escala, la deformación máxima es de 2.233 pulg. . bastante elevada para asumir un comportamiento normal.

Escalarmente hablando los valores se disparan, mientras que el FEA maneja un valor de  $1.689 \cdot 10^6$  psi, y el valor que se obtiene por el método algebraico es de  $1.56 \cdot 10^6$  psi, la compresión es una cosa muy distinta; el valor obtenido es de  $-2.079 \cdot 10^6$  psi, el que se obtiene en el primer análisis es de  $1.6 \cdot 10^6$  psi.

Este error es factible por varias razones antes mencionadas, sin embargo ambos valores recaen en fuerte error de dimensionamiento bajo el principio de operación establecido. Por ello para criticar éste principio se efectuó la simulación con el molde; que es el equivalente algebraico de manejar una sola viga.

Algebraicamente hicimos varias consideraciones fuera de operación para dar sólo un aproximado de la realidad, se manejó como una viga constante con diámetro del tornillo y la aplicación de la fuerza casi excéntrica; el valor máximo de esfuerzo fue de 933,524 psi. Y con la siguiente gráfica de esfuerzo.

$$\sigma_{\max} = 933524 \text{psi}$$

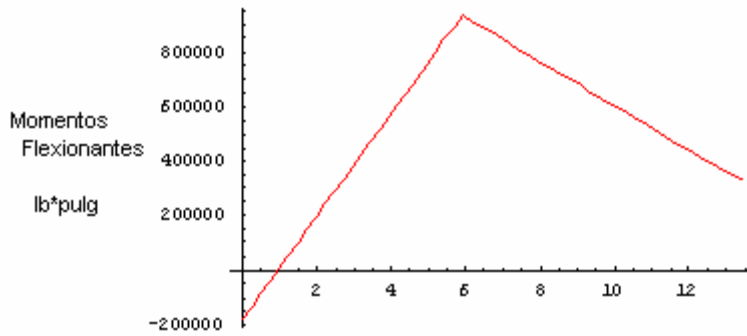


Diagrama 21: Esfuerzo considerando un molde ficticio.

En los resultados que ofrece el FEA pareciera que existió un error grave en los cálculos algebraicos, sin embargo son perfectamente entendibles ya que el programa considera al molde. Si pudiéramos dibujar la pieza sobre la gráfica de esfuerzos observaremos lo siguiente:

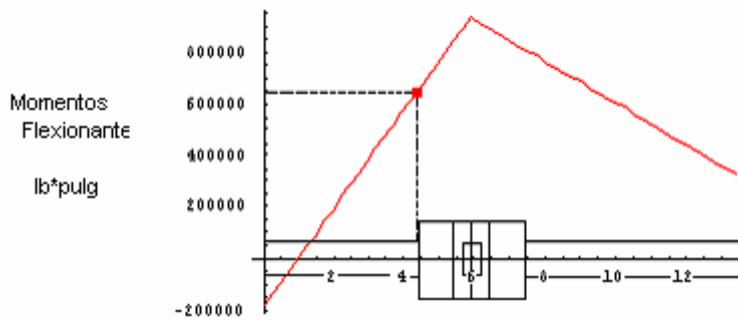


Diagrama 22: como se ve la aplicación del tornillo tiene el esfuerzo máximo a la altura donde empieza el portamolde.

El diámetro del tornillo trabaja sin el molde aproximadamente hasta una altura de 3.8 pulg. esto hace que nuestra gráfica de esfuerzo descienda hasta casi  $6.2 \cdot 10^5$  psi, un valor bastante elevado en comparación con  $1.391 \cdot 10^5$  que describe el FEA. Si a éste valor le aumentamos los momentos de inercia de las guías que se ven en la figura 61 y se calcula con el momento flexionante donde empieza la placa portamolde se obtiene:

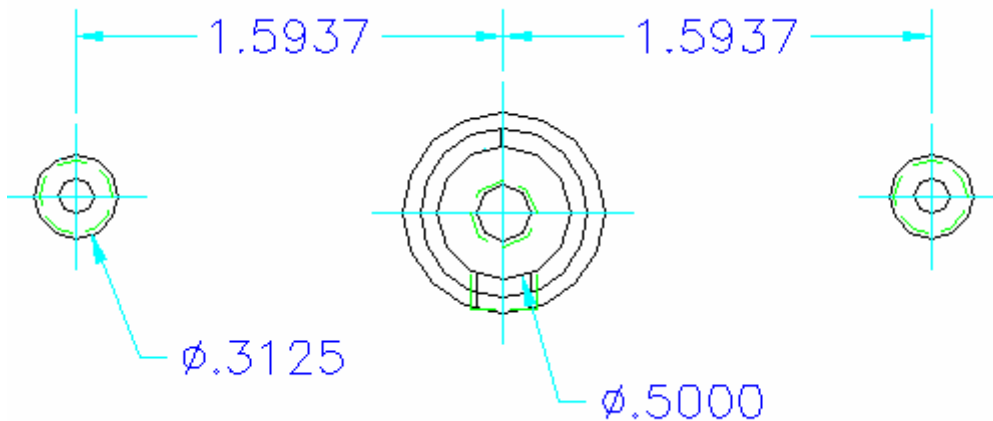


Figura 61: Ubicación de las guías con respecto al eje neutro.

El momento flexionante a 3.8 pulgadas es casi 6200 psi \* in, de la figura 59 obtenemos los datos necesarios para determinar el momento pensando que el origen es el centro del tornillo sinfín.

El momento de inercia es:

$$I_x = \frac{\pi * (0.5)^4}{64} + 2 * \left( \left( \frac{\pi * .3125^4}{64} \right) + \left( \left( \frac{\pi * .3125^2}{4} \right) * 0^2 \right) \right)$$

$$I_x = 3.06796 * 10^{-3} + 2 * (4.6813378 * 10^{-4}) = 4.0042275 * 10^{-3}$$

Encontramos que:

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{I} = \frac{6200 * .25}{4.0042275 * 10^{-3}} = 387090.8933 \text{ psi.}$$

Sin lugar a duda estamos lejos aún del valor obtenido por el FEA, mientras que nuestro valor alcanza los  $3.8 * 10^5$  psi, el valor obtenido por el programa es un aproximado a la mitad del nuestro. Este margen de error es desagradable ante una validación de los resultados, y éste valor es mucho más cercano a la otra mitad del molde, pero hay que recordar que el programa contempla que ambas partes se unen, no por la fuerza sino por el mayado de los elementos. Los desplazamientos siguen siendo graves, pero su orden disminuye significativamente hasta el punto de centésimas de pulgada y no pulgadas completas.

Regresando a la discusión de los elementos en funcionamiento, se propuso un rediseño del émbolo y el tornillo a por lo menos un diámetro de 1.75 para mantener un esfuerzo de aproximadamente  $3.6 * 10^4$  psi en la condición más crítica y un aproximado de  $1.1 * 10^4$  psi una condición más estable. Los aceros rolados en frío tiene un limite elástico de por lo menos  $50 * 10^4$  psi, permitiendo el uso de estos para su fabricación.

Evaluando esto por el FEA podemos ver lo siguiente:

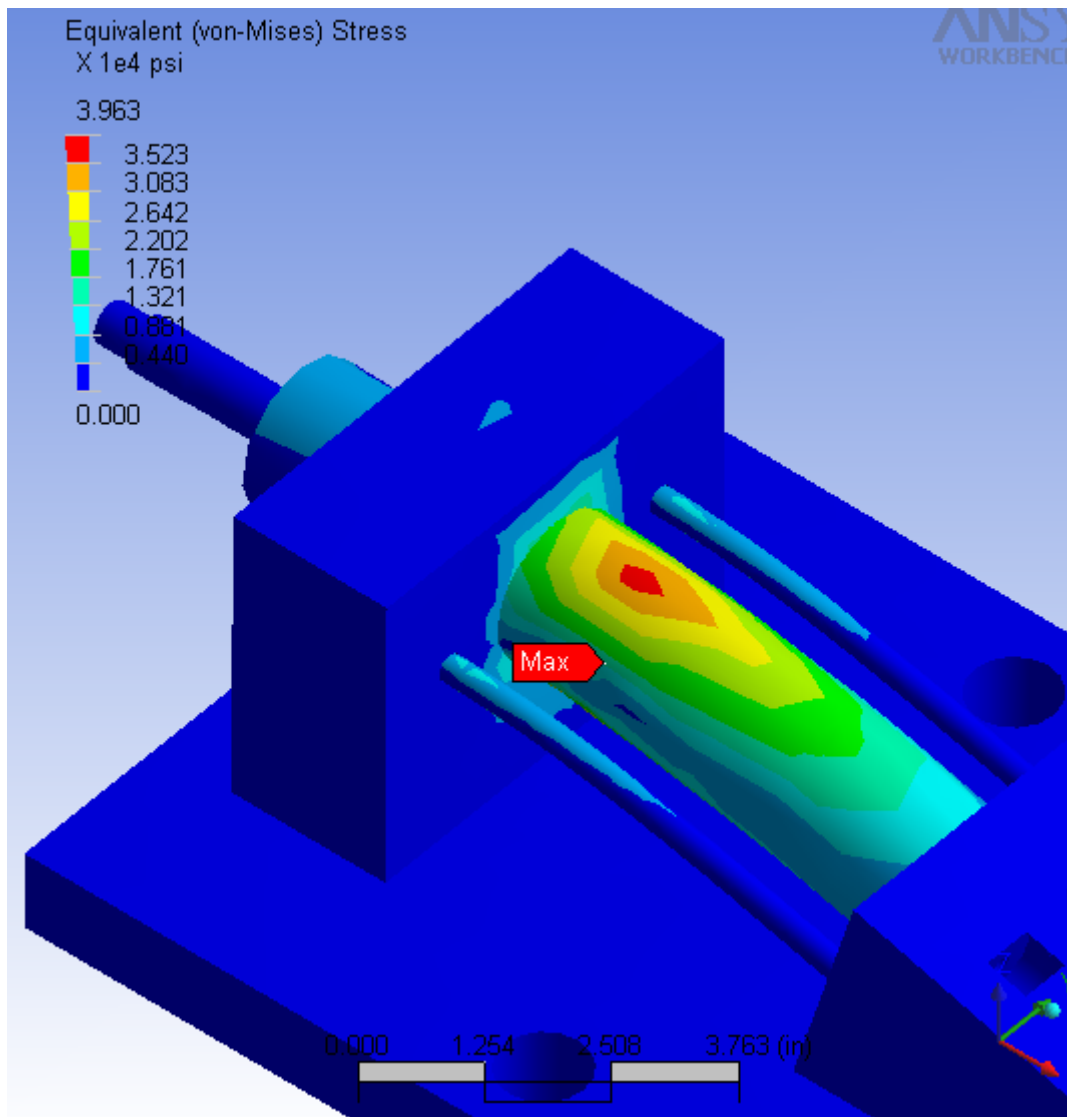


Figura 62: Análisis de esfuerzo bajo condiciones críticas.

En la figura 62 se muestra el lado donde debe ir el tornillo, como se observa, el máximo esfuerzo es de  $3.963 \cdot 10^4$  psi, valor relativamente cerca de la condición crítica en el análisis algebraico, la diferencia que obtenemos es de 3630 psi. Algo relativamente estable dentro de éste entorno considerando todos los mayados extraños que se alojaron en el sistema; también de mencionarse es, que como se dijo anteriormente, el esfuerzo de las guías se hace casi cero, o por lo menos tiende a no forzarlas, esto es extremadamente conveniente, si deseamos insertar un material frágil que sea fuerte ante el desgaste.

Dejando por fin de un lado el mecanismo de cierre vamos a los resultados del soporte de la máquina, se hizo una aproximación de  $2465.053722$  psi., en el análisis de los elementos armados se establece la gama de esfuerzo que va desde los 800, hasta los 1500 en lugares lejos de los barrenos, y cerca de ellos va creciendo desde los 2200 hasta los 6000. Es obvio que no se contempla las concentraciones de esfuerzo producidas por los barrenos, ya que se va a utilizar una material dúctil en la fabricación de la máquina. En la figura 63 se tomaron puntos como referencia para ejemplificar aún más la gama de esfuerzo.

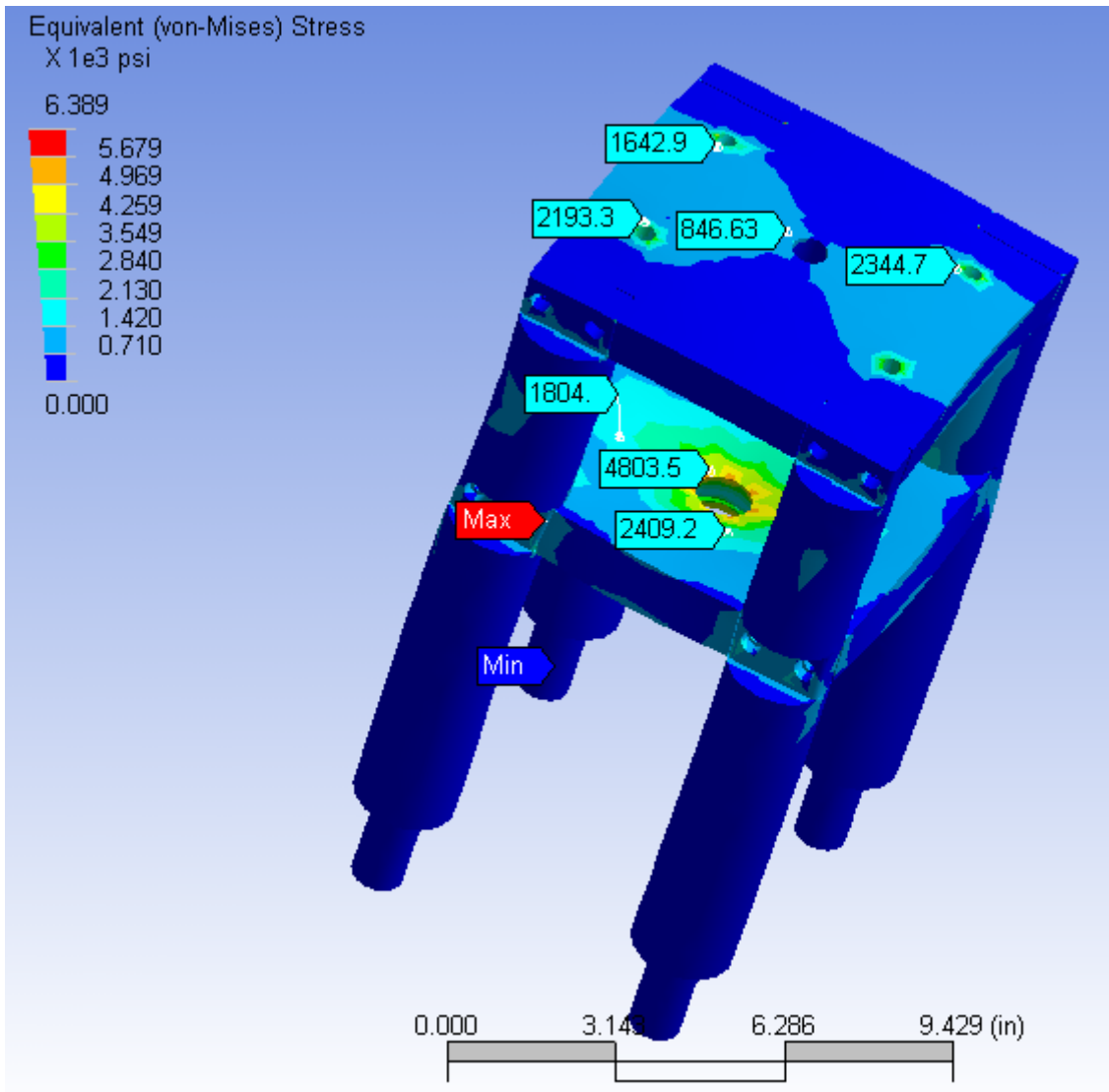


Figura 63: Resultado de la Armadura por el criterio de esfuerzos principales o Von Misses.

Como se ve, simplemente la concentración de esfuerzo, y la aplicación de la carga es extremadamente sensible con la gama de valores. Hubo análisis que fallaron sólo por aplicar la carga en ejes, más que en geometrías, éste apartado es de mucha relevancia ya que no cabe la menor duda de que las máquinas arrojan sólo valores, el simular los más real posible y la interpretación de estos resultados, así como la correcta manipulación en un diseño posterior es realmente difícil y requiere de estudios superiores y gran experiencia.

## CONCLUSIONES:

---

Como conclusiones podemos establecer:

- Se analizó la máquina de inyección con base al esfuerzo sometido bajo condiciones estáticas. Ningún análisis de fatiga, vibraciones o desgaste se hizo en la máquina.
- Su capacidad plastificadora es muy baja, su pequeño tamaño impide que haya pérdidas excesivas de presión, esto genera mayores esfuerzos ya que la presión no se consume por la compresión y pérdidas de desgaste; pero genera mayor velocidad al inyectar el plástico, por lo que se podrán emplear moldes de tamaño y espesores relativamente pequeños.
- Se requiere una selección de materiales, y un rediseño para que las piezas soporten las condiciones críticas en el mecanismo de inyección y bajo estas condiciones se proponen:
  - Aumentar las dimensiones de todos los elementos primarios (tornillo sin fin y embolo de cierre) del mecanismo de inyección hasta un diámetro interior de 1.75 pulg.
  - Se establece una selección de materiales que soporten el desgaste en las guías del mecanismo de cierre y que aporten estabilidad térmica en el mecanismo de inyección.
  - Se establece en un determinado caso, aumentar la capacidad plastificadora a reserva valores aceptables en consideraciones de servicio para un mejor servicio de la máquina.

Exceptuando por estos puntos, el diseño resiste los esfuerzos funcionales y permite el correcto desempeño con principios de rigidez, estabilidad, y estructura de la máquina.



## APENDICE DE PLANOS.

## Bibliografía.

- [1]... R.C.Hibbeler, Mecánica de materiales, 3ª Edición, Ed. Prentice Hall.
- [2]... Robert L. Norton, Diseño de máquinas, 1ª Edición, Ed. Prentice Hall, México 1999.
- [3]...Walter Mink Spe, Inyección de plásticos, 2ª Edición, Ed. Gustavo Gili, Barcelona 1977.
- [4]...Gianni Bodini Et. Al, Moldes y máquinas de inyección para la transformación de plásticos, Ed. McGraw Hill.
- [5]...John DelMonte, Moldeo de Plásticos, Ed. José Montesó, España Barcelona, 1967.