



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE DETALLE DE UN PORTA
LATAS DE PLÁSTICO CON ENSAMBLES
DE ENGARCE Y AJUSTE A PRESIÓN**

TESIS

Que para obtener el título de
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N

Sergio Correa Torres

Gerardo García Zapata

DIRECTORA DE TESIS

Dra. Magdalena Trujillo Barragán



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., Ingresada 2017

INDICE.

1.-INTRODUCCIÓN -----	1
1.1 Objetivo -----	1
1.2 Alcances del trabajo -----	1
1.3 Hipótesis -----	1
2.-ANTECEDENTES -----	2
2.1 Proceso de diseño de componentes de plástico -----	2
2.1.1 Definición de diseño -----	2
2.1.2 Definición de producto -----	2
2.2 Materiales que se utilizan para productos poliméricos -----	5
2.2.1 Polímeros amorfos -----	5
2.2.2 Polímeros semicristalinos -----	6
2.2.3 Polímeros que se comportan como resorte -----	7
2.2.3.1 Acetal (polioximetileno, POM) -----	9
2.2.4 Aspectos básicos de diseño considerando el material -----	10
2.2.5 Aspectos ambientales a considerar -----	11
2.3 Elemento finito -----	12
2.4 Análisis de flujo en polímeros -----	13
3.-IMPORTANCIA DE LOS SISTEMAS DE ENSAMBLE -----	14
3.1 Tipos de ensamblajes -----	16
3.1.1 Soldadura por placa caliente -----	16
3.1.2 Soldadura por aire caliente -----	16
3.1.3 Soldadura por vibración -----	17
3.1.4 Soldadura por ultrasonido -----	17
3.1.5 Unión mediante solventes -----	18
3.1.6 Sujeciones metálicas (tornillos, tuercas, arandelas) -----	19
3.1.7 Ajustes a presión o por interferencia (<i>press fit</i>) -----	19
3.1.8 Elementos de engarce (<i>snap fit</i>) -----	20
3.2 Consideraciones del ajuste a presión o por interferencia -----	21
3.2.1 Interferencia del ajuste a presión -----	24

3.2.2 Interferencia de un eje y un buje hechos de diferentes materiales -----	24
3.2.3 Interferencia de un eje y un buje hechos del mismo material -----	25
3.2.4 Interferencia de un eje metálico y un buje de plástico -----	25
3.2.5 Interferencia de un eje de plástico y un buje metálico -----	26
3.2.6 Fuerza para el ajuste a presión -----	26
3.2.7 Cambios dimensionales en el ajuste a presión -----	27
3.3 Consideraciones del elemento de engarce en viga en cantiléver -----	27
3.3.1 Análisis matemático -----	29
3.3.2 Espesor inicial del elemento de engarce -----	31
3.3.3 Longitud adecuada de la viga -----	32
3.3.4 Diseño de los ángulos inserción y retención -----	33
3.3.5 Altura de la protuberancia para un engarce -----	34
3.3.6 Análisis de deflexión en los elementos de engarce -----	34
3.3.7 Evaluación de la deformación -----	36
3.3.8 Análisis de la fuerza de flexión -----	37
3.3.9 Análisis de la fuerza de ensamble -----	39
4.-DISEÑO DE DETALLE DEL PORTA LATAS -----	41
4.1 Cliente -----	41
4.2 Lata metálica a sujetar -----	42
4.3 Diseño de detalle del ajuste a presión con posición de la lata boca arriba -----	43
4.3.1 Cálculo del esfuerzo de diseño -----	44
4.3.2 Cálculo del factor geométrico -----	44
4.3.3 Cálculo de la fuerza de ensamble -----	45
4.4 Experimento para determinar la fuerza promedio de ensamble -----	46
4.5 Redimensionamiento del ajuste a presión -----	49
4.6 Diseño de detalle del ajuste a presión con posición de la lata boca abajo -----	52
4.6.1 Cálculo del factor geométrico -----	52
4.6.2 Cálculo de la interferencia y la fuerza de ensamble -----	53
4.7 Diseño de detalle del elemento de engarce con posición de la lata boca arriba -----	54
4.7.1 Selección del tipo de sección transversal -----	57

4.7.2 Asignación del material -----	57
4.7.3 Módulo secante del material -----	57
4.7.4 Espesor de la viga para los elementos de engarce -----	58
4.7.5 Cálculo de los radios -----	60
4.7.6 Longitud de la viga (L_v) -----	60
4.7.7 Diseño de la protuberancia -----	60
4.7.8 Angulo anular (ϕ) -----	61
4.7.9 Cálculo de la deformación para el concepto 1 -----	63
4.7.10 Cálculo de la fuerza de flexión -----	64
4.7.11 Cálculo de la fuerza de ensamble -----	66
4.8 Diseño de detalle del elemento de engarce con posición de la lata boca abajo -----	68
4.8.1 Diseño de la protuberancia -----	69
4.8.2 Cálculo de la deformación para el concepto 2 -----	70
4.8.3 Cálculo de la fuerza de flexión -----	70
4.8.4 Cálculo de la fuerza de ensamble y desensamble -----	71
4.9 Conceptos 1 y 2 -----	71
5.- ANÁLISIS ESTRUCTURAL -----	73
5.1 Asignación de material -----	73
5.2 Mallado -----	74
5.3 Aplicación de cargas y restricciones para el ensamble -----	74
5.3.1 Resultados con la aplicación de la fuerza normal de ensamble -----	76
5.3.2 Iteraciones para determinar la fuerza normal en el ensamble -----	77
5.3.3 Obtención de la fuerza de ensamble a partir de la fuerza normal -----	80
5.4 Aplicación de cargas y restricciones para el desensamble -----	81
5.4.1 Resultados con la aplicación de la fuerza normal de desensamble -----	82
5.4.2 Iteraciones para determinar la fuerza normal en el desensamble -----	83
5.4.3 Obtención de la fuerza de desensamble a partir de la fuerza normal -----	85
5.5 Análisis de sujeción de la lata -----	86
5.6 Fatiga -----	86
5.6.1 Diagramas S-N -----	87

6.-ANÁLISIS DE MOLDEABILIDAD DEL COMPONENTE -----	89
6.1 Análisis de moldeabilidad por simulación de flujo -----	89
6.2 Análisis para el concepto 1 -----	89
6.2.1 Ventana de proceso -----	90
6.2.2 Tiempo de llenado -----	91
6.2.3 Confianza de llenado y predicción de la calidad -----	93
6.2.4 Presión de inyección y caída de presión -----	94
6.2.5 Líneas de soldadura -----	94
6.2.6 Marcas de hundimiento -----	95
6.2.7 Alabeo -----	96
6.3 Análisis para el concepto 2 -----	96
6.3.1 Ventana de proceso -----	97
6.3.2 Tiempo de llenado -----	98
6.3.3 Confianza de llenado y predicción de la calidad -----	99
6.3.4 Presión de inyección y caída de presión -----	100
6.3.5 Líneas de soldadura -----	100
6.3.6 Marcas de hundimiento -----	101
6.3.7 Alabeo -----	102
6.4 Análisis de resultados -----	102
7.-GENERACIÓN DE UN PROTOTIPO Y EVALUACIÓN DE COSTOS DE FABRICACIÓN -----	105
7.1 Manufactura aditiva -----	105
7.2 Evaluación de costos de fabricación -----	105
7.2.1 Costos del molde -----	105
7.2.2 Cotización del molde para la fabricación del porta latas -----	107
7.2.3 Costos del procesamiento de la pieza -----	107
7.2.4 Costos de los paquetes computacionales -----	107
7.2.5 Logística y Transportación -----	108
7.3 Costo del porta latas -----	108
8.-CONCLUSIONES -----	110
8.1 Trabajos a futuro -----	110

APÉNDICE A -----	111
APÉNDICE B -----	113
APÉNDICE C -----	115
REFERENCIAS -----	116

1. INTRODUCCIÓN

Una empresa del sector de electrodomésticos requiere un sistema de sujeción para latas, las cuales serán enfriadas rápidamente debido a un movimiento rotacional generado en un sistema de engranes epicíclico. Este tipo de sistema cuenta con un engrane central llamado “sol” que se encarga de transmitir la potencia a tres engranes que giran a su alrededor denominados “planetas” y una “corona” con engranes internos. En los “planetas” se diseñará el sistema de sujeción llamado “porta latas”. En la figura 1.1 se muestra la configuración de dicho sistema.

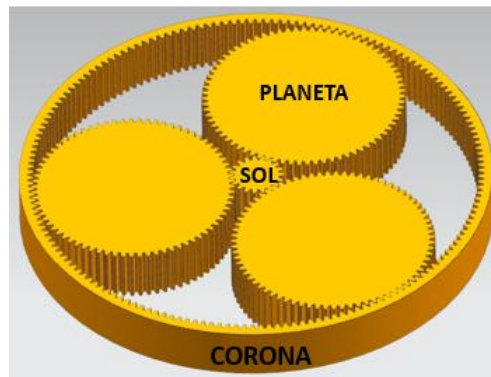


Figura 1.1. Sistema de engranes epicíclico.

Para este trabajo se realizó el diseño de detalle de dos conceptos propuestos, para lo cual se realizó una investigación sobre los dos sistemas de ensamble involucrados, el ajuste a presión (press fit) y el elemento de engarce (snap fit) y posteriormente se realizó el diseño de detalle basado en la teoría.

1.1 Objetivo

Diseño de detalle de un “porta latas”, el cual utiliza dos sistemas de ensamble (ajuste a presión y elemento de engarce).

1.2 Alcances del trabajo

Mediante el uso de las ecuaciones para el diseño de sistemas de sujeción y de los programas computacionales para análisis estructural y de flujo, se obtendrá una propuesta de diseño conceptual para la sujeción de bebidas enlatadas dentro de un refrigerador.

Se obtendrá un prototipo demostrativo mediante manufactura aditiva, así como una evaluación de costos de fabricación del porta latas.

1.3 Hipótesis

La funcionalidad del diseño conceptual del porta latas se va a lograr empleando dos sistemas de sujeción, un engarce y un ajuste a presión. El engarce evitará el volcado de la lata, mientras que el ajuste a presión sujetará la lata desde su base. El diseño conceptual obtenido servirá como patrón para generar modelos para latas de diferentes dimensiones.

2. ANTECEDENTES.

Hoy en día los polímeros son de los materiales más utilizados en todo el mundo, se puede encontrar en cubiertos, sillas, recipientes, utensilios del hogar, dentro y fuera de un automóvil, computadoras, celulares, juguetes, herramientas, electrodomésticos y todo tipo de aparatos eléctricos; es decir, es un material que poco a poco se ha adueñado del mercado y ha logrado abarcar la mayor parte de las industrias, gracias a su versatilidad y a que existe una gran gama de materiales plásticos, con diferentes propiedades mecánicas, químicas y físicas que pueden ser utilizados donde se les requiera y pueden reemplazar a los metales, a las maderas o las fibras naturales.

Mencionando algunos materiales, el polietileno de alta densidad fue una de las primeras resinas que se introdujeron al mercado, infinidad de piezas de este material fueron fabricadas con buena aceptación del público, posteriormente una variedad muy amplia de materiales moldeables y livianos como las fibras de vidrio o fibras de carbono aparecieron en el mercado e infinidad de objetos fueron fabricados a base de estos nuevos materiales.

La industria de los polímeros empezó a tomar forma y a crecer con el paso de los años, no solo aparecieron empresas dedicadas al diseño y fabricación de piezas de plástico, sino también surgieron empresas dedicadas al estudio y creación de nuevos plásticos con el fin de darles usos más sofisticados, países como China y Estados Unidos acapararon este comercio y se han convertido en dos grandes potencias en el sector del plástico. El proceso que muchas empresas utilizan para el desarrollo de sus productos, cuya principal característica es la alta calidad, se enfocan principalmente al diseño y el control del proceso de producción.

2.1 Proceso de diseño de componentes de plástico.

2.1.1 Definición de diseño

El Diseño es una actividad creativa cuyo objetivo es buscar una solución idónea a cierta problemática particular, desde luego tratando de ser práctico y a la vez estético en lo que se hace. Para poder llevar a cabo un buen diseño es necesario recurrir a la teoría y aplicar distintos métodos y técnicas de tal modo que mediante bosquejos, dibujos, bocetos o esquemas se modele el producto que se quiere lograr para así poder llegar a su producción y de este modo lograr la apariencia más idónea y representativa posible. [1]

2.1.2 Definición de producto

Un producto es el resultado de un diseño, el cual una vez que se completa debe ser analizado para planificar el método de producción y los recursos que serán utilizados [2].

Para poder diseñar y crear un producto, ya sea de plástico o de cualquier otro material es necesario seguir una metodología que permita transformar un conjunto de entradas en un conjunto de salidas, dicha metodología es conocida como proceso. El procedimiento a seguir es un *proceso de desarrollo del producto* que involucra secuencia de pasos o actividades que una empresa utiliza para poder concebir, diseñar y comercializar un producto. En muchas ocasiones los pasos y actividades que se

siguen son del carácter intelectual y organizacional con el fin de definir un proceso de desarrollo más preciso y detallado [2].

Un proceso bien detallado contiene las siguientes actividades:

- **Aseguramiento de calidad:** Dentro del proceso de desarrollo se especifican las fases y puntos de inspección por los que el proyecto de desarrollo pasará. Para garantizar la calidad del producto dichas fases y puntos de inspección deben ser escogidos de forma adecuada [2].
- **Coordinación:** En este punto se definen las funciones de cada uno de los participantes del proyecto, una coordinación bien estructurada informa a cada miembro el momento en que se necesita su colaboración y con quienes deben cambiar información y materiales [2].
- **Planeación:** Para esta etapa es necesario programar los tiempos para finalizar cada fase en tiempo y forma. La programación de tiempos de cada fase define el programa final [2].
- **Administración:** El proceso de desarrollo de productos sirve como referencia estándar para comparar los eventos reales contra lo establecido dentro del proceso y así poder identificar posibles problemas en diferentes áreas [2].
- **Mejoría:** Dentro de este punto se documenta toda la información del proyecto con la intención de identificar rápidamente las oportunidades para mejorar [2].

El proceso genérico de desarrollo del producto está conformado por seis fases, en la figura 2.1 se muestran esas seis fases.

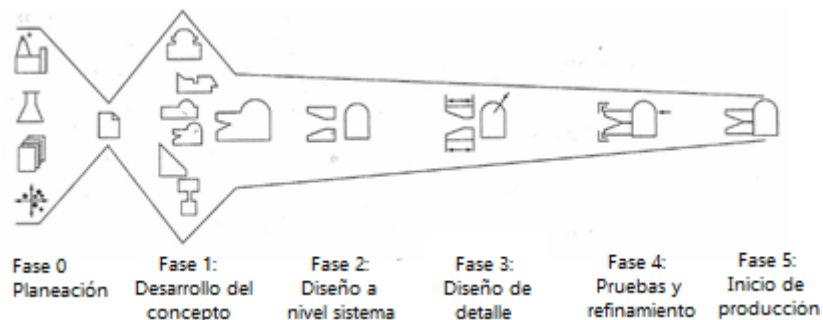


Figura 2.1. Fases del proceso de desarrollo [2].

Como se observa en la figura 2.1, el proceso de desarrollo inicia con la fase de planeación, es aquí donde se vinculan las actividades avanzadas de desarrollo en investigación y tecnología. El objetivo de esta fase es declarar la misión del proyecto y una vez que se tenga, comenzar con la fase de investigación del concepto que servirá como guía para el equipo de desarrollo. Finalmente, el proceso se concluye con el lanzamiento del producto.

Para entender mejor el proceso de desarrollo del producto a continuación, se describen las fases:

0. **Planeación.** También es conocida como “fase cero”, es la fase donde se llevan a cabo algunas actividades fundamentales para poder aprobar y lanzar el proceso real del desarrollo del proyecto, para declarar la misión del proyecto las actividades que se realizan

son: evaluar los desarrollos tecnológicos, definir el mercado objetivo del producto, tener metas del negocio, hacer suposiciones clave y restricciones [2].

1. **Desarrollo del concepto.** En esta fase se identifican las necesidades del mercado objetivo para posteriormente generar y evaluar conceptos alternativos del producto. Después se seleccionan algunos conceptos para ser desarrollados y probados.

Un concepto es una descripción de la forma, función y características de un producto, y por lo general está acompañado por un conjunto de especificaciones, un análisis de productos de la competencia y una justificación económica del proyecto. [2]

2. **Diseño a nivel sistema:** Para esta fase se tiene que definir el diseño geométrico del producto y los componentes o subsistemas que conforman el producto con su respectiva explicación funcional; además se debe hacer un diagrama de flujo que indique el proceso para el ensamble final [2].

3. **Diseño de detalle:** Es una fase en donde se define detalladamente, mediante dibujos computacionales de los componentes, la geometría final del producto. El material o los materiales de los cuales estará hecho, las tolerancias de todas las piezas y la identificación de las partes estándar que serán solicitadas a proveedores, también se definen en esta etapa. Finalmente se crea un plan de proceso para la fabricación y ensamble del producto [2].

4. **Pruebas y refinamiento:** Esta fase comprende la construcción y evaluación de múltiples versiones de preproducción del producto. Los primeros prototipos (alfa) por lo general se construyen con piezas con la misma geometría y con el mismo material que la versión final, pero no necesariamente fabricadas con los procesos reales a usarse en la producción. Los prototipos alfa se prueban para determinar si el producto funcionará como está diseñado y si el producto satisface las necesidades de los clientes clave. Los prototipos siguientes (beta) por lo general se construyen con piezas obtenidas de los procesos destinados a producción, pero no se pueden ensamblar usando el proceso de ensamble final pretendido. Los prototipos beta son evaluados exhaustivamente en forma interna y también son probados por clientes en su propio ambiente de uso. La meta para los prototipos beta suele ser responder preguntas acerca de la operación y confiabilidad para identificar posibles cambios en el producto final [2].

5. **Inicio del producto:** Como su nombre lo dice, en esta fase se inicia la fabricación del producto utilizando el sistema de producción pretendido, además de capacitar al personal y resolver los problemas que se presenten durante el proceso de producción. En ocasiones los primeros productos se proporcionan a clientes preferidos con la intención de que sean evaluados para así identificar sus posibles fallas. La transición de inicio de producción a producción en curso suele ser gradual. En algún punto de esta transición, el producto es lanzado y queda disponible para su distribución generalizada [2].

El proceso de desarrollo está incluido en el ciclo de vida del producto, en la figura 2.2 se tiene un diagrama de flujo en donde se observan las fases que se siguen para la fabricación de un producto. Para que un ciclo de vida de un producto esté completo, éste debe regresar a la planeación, por lo cual, una vez que los productos han cumplido con los requerimientos y que después de un tiempo pierden su funcionalidad, deben pasar a una fase de rediseño, es aquí donde se comienza con una nueva planeación y de ahí en fuera con las fases antes descritas.

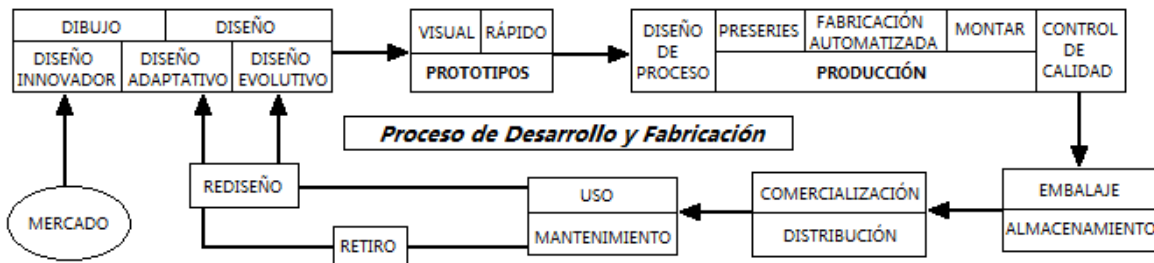


Figura 2.2. Ciclo de vida de un producto

2.2 Materiales que se utilizan para productos poliméricos.

Existe una gama muy amplia de polímeros, cada uno cuenta con diferentes propiedades físicas, químicas y mecánicas. Hay tres principales categorías en los polímeros: elastómeros, termoestables y termoplásticos.

- *Elastómeros:* Tienen una estructura intermedia, en la cual se permite que ocurra una ligera formación de enlaces cruzados entre las cadenas. Los elastómeros tienen la capacidad de deformarse elásticamente en grandes cantidades sin cambiar de forma permanentemente.
- *Termoestables:* Son materiales con estructuras de redes tridimensionales formadas por largas cadenas de moléculas con fuertes enlaces cruzados. Son polímeros que una vez que son moldeados sufren un cambio químico irreversible por lo que no pueden ser reciclados. Estos polímeros son resistentes y duros al calor. Algunos ejemplos son baquelita, urea y resinas de poliéster.
- *Termoplásticos:* Son materiales que se componen de largas cadenas de monómeros y se comportan de manera plástica y dúctil, además son plásticos rígidos y sólidos a temperatura ambiente, pero cuando son expuestos a altas temperaturas se ablandan y derriten por lo que pueden ser reciclados fácilmente. Los termoplásticos más comunes son el polietileno de alta y baja densidad, el polipropileno, la poliamida 6,6 (PA66), el Policloruro de Vinilo (PVC), los acetales (POM), el policarbonato. Además, los termoplásticos se dividen a su vez en dos grupos: amorfos y semicristalinos.

En el caso particular de este trabajo, los termoplásticos son los que se utilizarán para el diseño del producto propuesto.

2.2.1 Polímeros amorfos.

Los polímeros amorfos tienen una estructura molecular no ordenada en la que su punto de fusión no está definido. Los materiales amorfos son solubles cuando son sometidos a cambios de temperatura; además, son materiales que pueden fallar debido a la presencia de hidrocarburos. El policarbonato y el poliestireno son termoplásticos amorfos comunes, su característica mecánica principal es que son materiales que contraen poco durante el proceso de inyección.

2.2.2 Polímeros semicristalinos

Los polímeros semicristalinos tienen una estructura molecular ordenada en comparación con los polímeros amorfos y tienen un rango de fusión muy reducido, el cual generalmente es superior al de los amorfos, además los materiales semicristalinos no se solubilizan cuando se presentan cambios de temperatura. El polipropileno (PP), polietileno (PE) Poliamida 6,6 (PA66), acetal (POM); son ejemplos típicos de esta familia, en la figura 2.3 se muestra el acomodo molecular de los amorfos y semicristalinos.



Figura 2.3. Arreglo molecular de la cadena de polímeros.

Los materiales termoplásticos pueden ser procesados mediante inyección, en la figura 2.4 se observa una clasificación más detallada de los termoplásticos, donde se observan los distintos materiales amorfos y semicristalinos que existen, clasificados en plásticos especiales, plásticos de ingeniería, commodities y a su vez de acuerdo a sus volúmenes de consumo.

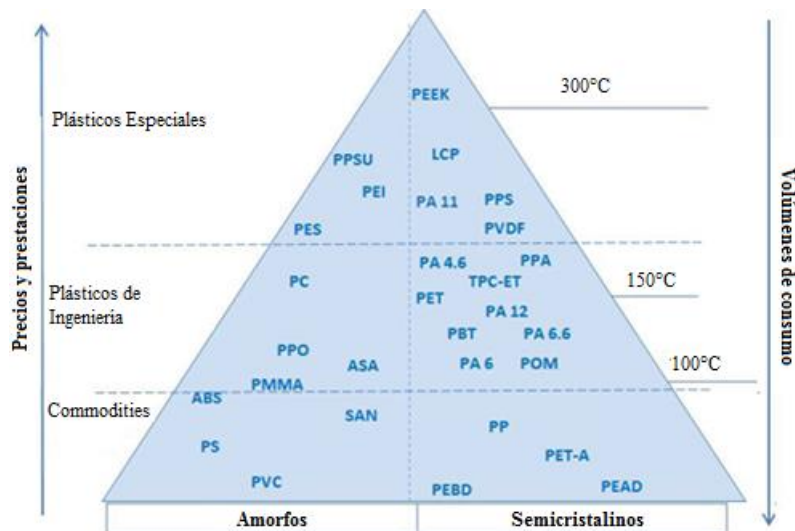


Figura 2.4. Clasificación de los termoplásticos.

Para este trabajo se requiere que el porta latas sea fabricado con un material que permita varios ciclos de deflexión, para ello, es necesario que el material cuente con una resiliencia elevada, es decir, que pueda regresar a su estado inicial, sin sufrir deformaciones permanentes, una vez que es flexionado. Este tipo de materiales tienen un comportamiento similar a un resorte y son los que se revisaran a continuación.

2.2.3 Polímeros que se comportan como resorte

Por definición, un resorte es un dispositivo que sufre deflexiones en forma repetitiva y regresa a su forma original con una fuerza predeterminada. Actualmente, las aplicaciones que requieren resortes metálicos han reemplazado dichos resortes por componentes de plástico. Figura 2.5.



Figura 2.5. Componente de plástico que actúa como resorte [3]

Los elementos de engarce en viga cantiléver (snap fit) son un ejemplo de componentes de plástico donde su comportamiento es el de un resorte.

El polietileno (PE), el polipropileno (PP), el ABS, la poliamida 6,6 (PA66), el acetal (POM) y el polisulfuro de fenileno (PPS) son materiales aptos para aplicaciones donde se requiere cierta elongación o simplemente en piezas que actúan como resortes. Los resortes de plásticos han reemplazado a los resortes metálicos en ciertas aplicaciones. En la figura 2.6 se observa un claro ejemplo, donde algunos resortes metálicos tipo arandela (resorte redondo) han sido reemplazados por resortes plásticos tipo ballesta, los cuales tienen buena aceptación.



Figura 2.6. Resorte tipo arandela (izquierda) y resorte tipo ballesta (derecha).

En la tabla 1 se muestran algunas propiedades de los materiales antes mencionados:

POLÍMERO	Acetal (POM)	Polisulfuro de Fenileno (PPS)	Polipropileno (PP)	Polietileno (PE)	Nylon 6/6	ABS
PROPIEDAD						
<i>Gravedad Específica</i>	1.41	1.64	0.95	0.95	1.14	1.05
<i>Módulo de Tracción (MPa)</i>	2800	14500	1600	1200	1500	2500
<i>Temperatura de Transición Vítre (°C)</i>	<-50	90	-20	-120	15	46
<i>Temperatura de Deflexión Bajo Carga a 264 psi (°C)</i>	104	270	55	44	70	101
<i>Absorción de Agua a 50% RH y 23°C / Inmersión a un equilibrio de 23°C (%)</i>	0.2/0.65	nil/0.02	0.01/0.01	0.01/0.01	2.5/8.5	0.4/1.6

TABLA 1. Propiedades de las diferentes resinas utilizadas para moldear resortes. [3]

En general, los componentes con efecto de resortes fabricados con nylon son durables y resistentes, cuando éste está seco, pero su rigidez cae en un 25% cuando es expuesto a una humedad relativa del 50%, como resultado obtenemos un decremento en la fuerza del resorte, es decir la fuerza requerida para flexionarlo es mucho menor [3].

El polietileno (PE) y el polipropileno (PP) son los materiales más económicos, pero su desempeño como resorte es limitado debido a su baja capacidad para recuperarse y su resistencia a la fluidez, por lo tanto, solo podrían ser utilizados para cargas durante tiempo limitado [3].

Aunque el acetal (POM) tiene un precio elevado, se caracteriza por tener una excelente resistencia a la carga y porque su comportamiento mecánico es el ideal para resortes de plástico, por lo tanto, los resortes hechos de este material tienen una larga duración [3].

El polisulfuro de fenileno (PPS) tiene un módulo de Young elevado, por lo que es más frágil que el acetal. Éste material es adecuado para aplicaciones donde se presentan cargas elevadas y bajas deflexiones. También tiene una excelente resistencia a la deformación y conserva su tenacidad cuando es sometido a altas temperaturas, incluso cuando es expuesto a químicos agresivos. El acetal y el polisulfuro de fenileno (PPS) cuentan con una mejor resistencia a la fluencia que el polipropileno y ABS [3].

Para mejorar el rendimiento del polímero, se pueden utilizar fibras reforzantes y aditivos, por ejemplo, la fibra de vidrio incrementa la rigidez, pero limita la deflexión. Los modificadores al impacto reducen el módulo y hacen a los plásticos más flexibles, pero disminuye la resistencia a la fluencia [3]. En la tabla 2 se muestra una comparación de las propiedades de las diferentes resinas que pueden ser utilizadas para piezas con comportamiento de resorte.

POLÍMERO	Acetal (POM)	Polisulfuro de Fenileno (PPS)	Polipropileno (PP)	Polietileno (PE)	Nylon 6/6	ABS
PROPIEDAD						
<i>Resiliencia</i>	5	5	2	1	4	2
<i>Resistencia a la Fluencia</i>	4	5	2	1	3	2
<i>Resistencia a la Fatiga</i>	5	4	2	1	5	2
<i>Resistencia a la Temperatura</i>	4	5	2	2	4	3
<i>Resistencia Química</i>	4	5	4	3	3	2
<i>Resistencia a los Rayos UV</i>	4	4	2	2	4	3
<i>Absorción de humedad</i>	4	5	5	5	2	3
Puntaje	30	33	19	15	25	17

TABLA 2. Propiedades de algunos polímeros [3].

En la tabla se observan los materiales plásticos antes mencionados y las propiedades que hacen que el material tenga un comportamiento de resorte. Las propiedades de cada material están calificadas en una escala del 1 al 5, siendo el 5 el puntaje que muestra un mejor desempeño en la propiedad señalada, el 1 es porque la propiedad es deficiente.

Como se observa el polisulfuro de fenileno (PPS) y el acetal cuentan con un mayor puntaje en la mayoría de las propiedades necesarias para tener un buen desempeño al trabajar como resorte y cuya aplicación requiera grandes cargas. Como se mencionó antes, la única desventaja del PPS es que es más frágil que el acetal, por lo que no sería útil para una aplicación que requiere grandes y constantes deflexiones. Sin embargo para aplicaciones a alta temperatura sería ideal.

La poliamida (Nylon 6,6) queda en tercera posición, se puede decir que este material también funciona como resorte, pero la aplicación tendría que ser ligera, es decir, cargas no excesivas y deflexiones continuas.

En último lugar quedan el polipropileno (PP), el ABS y el polietileno (PE), también se les puede dar el uso como resortes, solo que las cargas tendrían que ser muy ligeras para que el componente que actúa como resorte tenga la posibilidad de regresar a su estado inicial y no sufra deformaciones permanentes. En la figura 2.7 se muestran 3 componentes que actúan como resorte y que están hechos con los tres diferentes materiales. La primera es una hebilla para mochila hecha con acetal (POM), la segunda es una abrazadera hecha de nylon y la tercera es una tapa de botella hecha con polipropileno (PP).



Figura 2.7. Elementos que actúan como resortes hechos con distintos materiales.

Como se observa, los tres materiales pueden ser utilizados para componentes que actúen como resortes, solo se debe definir la aplicación y determinar las cargas y deflexiones que participaran en la aplicación.

2.2.3.1 Acetal (Polioximetileno, POM)

El polioximetileno (POM), también llamado poliacetal, acetal o poliformaldehído es un termoplástico de ingeniería, usado en partes de precisión que requieren alta rigidez, baja fricción y una excelente estabilidad dimensional, fue descubierto por el químico alemán Herman Staudinger (Premio nobel en Química -1953). El material tenía muy buenas propiedades mecánicas que incluso eran superiores a las de las poliamidas, pero no pudo ser comercializado debido a que presentaba problemas de inestabilidad térmica [4]. En la figura 2.8 se ve la formula química.

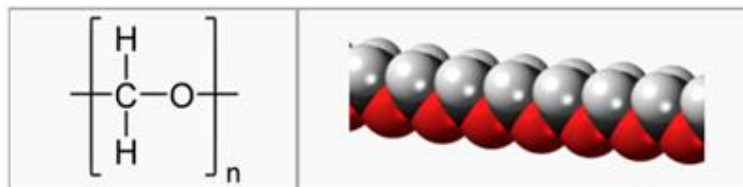


Figura 2.8. Formula química del polioximetileno (POM) [4].

Años más tarde, la empresa multinacional de origen estadounidense, DuPont, trabajó intensamente para resolver este problema de baja resistencia térmica y en el año de 1960 comercializó la producción de POM bajo la marca comercial, Delrin [4].

En la actualidad, hay varias empresas en el mundo del POM, Celanese con Hostaform y Celcon, DuPont con Delrin, Polyplastic con Duracon, BASF con Ultraform, Kolon Plastics con Kocetal, Zaklady con Tarnoform, Yuntianhua con Yuntianhua POM y BlueStar con BlueStar POM. [4]

La capacidad productiva de estos materiales en Europa occidental es de 147.000 T/año, repartidas entre Celanese (Hostaform), Basf (Ultraform) y DuPont (Delrin). Esta última compañía se plantea ampliar su capacidad actual en Dordrecht en 35.000 T/año. [5]

Aplicaciones.

- Engranajes
- Cojinetes
- Cintas transportadoras
- Guías de ventanas
- Cremalleras
- Encendedores
- Válvulas de aerosol
- Componentes para muebles
- Resortes
- Cadenas
- Manecillas
- Clips
- Bombas de combustible
- Dispositivos médicos

Existen dos tipos de acetal: Copolímeros y Homopolímeros.

- **Copolímeros.** Los materiales copolímeros contienen varias unidades estructurales. Los copolímeros de acetal (Hostaform, Duraform) son resistentes a los álcalis y aún más resistentes al agua caliente. Esto se ha conseguido mediante un proceso de polimerización modificado, en el que el monómero principal el trímero cíclico de formaldehído (trioxan) y la estructura "acetal" quedan interrumpidos por enlaces carbono -C-C- estables y la cadena se termina con grupos finales HO-CH₂-CH₂. Se produce una ligera reducción en el grado de cristalización respecto al homopolímero, que afecta a la resistencia mecánica y a la dureza. [5]
- **Homopolímeros.** Los materiales Homopolímeros son aquellos que contienen una sola unidad estructural. Los Homopolímeros (Delrin DuPont) se encuentran disponibles en varios tipos de viscosidad según el uso que se les quiera dar; por ejemplo, los materiales de mayor viscosidad son utilizados generalmente en el proceso de extrusión para la obtención de piezas que requieren una mayor dureza y los materiales de grados más bajos de viscosidad son utilizados en el proceso de inyección por su fácil moldeo [6].

2.2.4 Aspectos básicos de diseño considerando el material.

El diseño de componentes que actúan como resortes comienza con definir la carga, la forma, el ciclo de trabajo, el ambiente de operación y el tiempo de vida durante la aplicación. Enseguida se realiza un análisis de costos con el propósito de definir el tamaño de la producción que justificará el costo de los moldes contra el precio de resortes comunes de metal [3].

Un apoyo para escoger el material ideal que cumpla con los requisitos de desempeño claramente definidos, puede ser la hoja de especificaciones, sin embargo, las propiedades mecánicas comúnmente enlistadas en la hoja de especificaciones de la resina no traducen fácilmente el

desempeño de los resortes moldeados. La resiliencia es una de las propiedades clave para los resortes, pero aún no hay una norma estandarizada de prueba para esta propiedad [3].

Afortunadamente, la elección del polímero no solo es debida a la resiliencia, también se debe considerar la resistencia a la fluencia bajo una carga y la resistencia a la fatiga después de ciclos repetidos ya que todos los materiales, incluyendo el acero, son propensos a la fluencia bajo un conjunto de cargas. Comparado con un metal, el módulo o la rigidez, incluso del mejor polímero para resortes, disminuye rápidamente cuando es sujeto a cargas sostenidas [3].

El módulo de fluencia del acetal bajo carga, muestra un decremento lineal en una escala logarítmica, como sucede en muchos plásticos. Los resortes de acetal pierden arriba del 50% de su fuerza después de 1000 horas y el 60% en 10000 horas. El mismo resorte pierde 66% de esta fuerza después de 100000 horas (alrededor de 11 años) bajo carga. Los resortes de plástico son los más usados en aplicaciones donde generan una fuerza en una deflexión determinada por un tiempo limitado, pero por otro lado permanecer relajados. Idealmente, los resortes deben someterse a deflexiones donde tengan tiempo para recuperarse, menor al 0.5% de la deformación diseñada. El tiempo de recuperación debería ser al menos igual al tiempo bajo carga [3].

También, son importantes las características de fatiga de un polímero para resortes, la selección del material depende de si un resorte se flexionará muchas veces en su vida o una sola vez. El ABS funciona bien para un uso ocasional, pero tiene una repuesta a la fatiga muy pobre, entonces podría ser una mala elección. El polipropileno (PP) y el polietileno (PE) tienen resistencia a la fatiga, pero el acetal, nylon, poliéster y PPS son los mejores materiales con esta propiedad [3].

2.2.5. Aspectos ambientales a considerar.

La temperatura es un factor fundamental la cual, afecta el desempeño de los resortes. Los plásticos suelen tener un mejor desempeño cuando se trabajan a temperatura ambiente. En la mayoría de los plásticos, hay un incremento de la velocidad de fluencia en la temperatura de transición vítrea (Tg). Cuanto mayor sea la Tg, las propiedades del resorte serán mayores a altas temperaturas. Además, un alto grado de cristalinidad hace más lento el proceso de transición. El acetal, con una Tg de 50°C, conserva sus propiedades como resorte en un intervalo de temperatura relativamente amplio debido a su alta cristalinidad [3].

La exposición a los rayos ultravioleta fragiliza a muchos polímeros. Para resortes de plástico protegidos del sol, la radiación UV no es una amenaza. Sin embargo, los resortes de plástico utilizados en herramientas de jardinería, artículos deportivos y otras aplicaciones que son expuestas a los rayos del sol, pueden degradarse fácilmente [3].

El ambiente químico es un factor muy importante a considerar, el cual influye bastante en la elección de una resina para resortes. El acetal tiene una resistencia a la fluencia que es compatible en ambientes con un pH menor a 4, mientras que el polipropileno cuenta con muy poca resistencia a la fluencia, pero es resistente a ácidos. El Polisulfuro de Fenileno (PPS) tiene una excelente resistencia química a elevadas temperaturas. La reciclabilidad agrega economía a los resortes. Los materiales termoplásticos, además de ser fáciles de reciclar, eliminan el costo de separación cuando están combinados con otros materiales como sucede en el caso de los resortes de metal. Algunos

resortes de metal son demasiado pequeños para justificar el costo que tiene el uso de separadores magnéticos y derretir el plástico no procesable con el que vienen combinados como en la mayoría de los casos, por lo que desecharlos, resulta una mejor salida. Además, pruebas recientes indican que el polipropileno reciclado mezclado con un poco de acetal nuevo tiene mejores propiedades mecánicas que polipropileno virgen [3].

Con base en todo lo anterior, se puede tomar la decisión más conveniente de cual material utilizar para moldear un resorte, dependiendo de las propiedades que requiere la aplicación y el presupuesto con el que se cuente.

2.3 Elemento finito

El Análisis de Elemento Finito (FEA), por sus siglas en inglés, es el modelado de productos y sistemas en un ambiente virtual, con el fin de resolver problemas estructurales o cuestiones de rendimiento en el producto. El Análisis de Elemento Finito es ampliamente utilizado en el sector aeronáutico, biomecánico y en la industria automotriz [7].

Así un Modelo de Elemento Finito es conformado por una serie de puntos llamados nodos que dan la forma a la geometría del diseño. Conectados a estos nodos están los elementos que forman la malla de elementos finitos y contienen las propiedades estructurales y del material del modelo, definiendo cómo reaccionará a ciertas condiciones. La densidad de la malla de elementos finitos puede variar en todo el material, dependiendo del cambio anticipado en los niveles de esfuerzo de un área particular. Las regiones que experimentan cambios elevados en el esfuerzo usualmente requieren una mayor densidad de puntos en la malla que aquellas que experimentan poca o ninguna variación de esfuerzo. A esto se le conoce como remallado. Los puntos de interés pueden incluir puntos de fractura de material previamente probado, filetes, esquinas, detalles complejos y áreas de altos niveles de esfuerzo [7].

Los modelos de Elemento Finito se pueden crear utilizando elementos unidimensionales (1D), bidimensional (2D) o tridimensionales (sólidos 3D). Cada esquema de modelado requiere un rango diferente de propiedades que se definen, tales como:

- Áreas de secciones
- Momentos de inercia
- Constante torsional
- Espesor del elemento
- Rigidez permanente
- Corte transversal

Para simular los efectos del ambiente de trabajo a los cuales estarán sujetos, en el Análisis de Elemento Finito, se pueden aplicar varios tipos de carga al modelo de Elementos Finitos, incluyendo:

- Nodal: fuerzas, momentos, desplazamientos, velocidades, aceleraciones, temperatura y flujo de calor.
- Elemental: carga distribuida, presión, temperatura y flujo de calor
- Cargas corporales de aceleración (gravedad)

Existen diferentes programas de cómputo para ejecutar los análisis antes mencionados, por ejemplo:

- Unigraphics NX (Siemens PLM Software)
- CATIA
- Solidworks (SolidWorks Corp.)
- Altair HyperWorks
- ABAQUS
- ANSYS

Estos programas manejan diferentes solucionadores para realizar la solución de las ecuaciones, entre los más ocupados están:

- NASTRAN
- Direct Sparse
- ABAQUS
- RADIOSS

2.4 Análisis de flujo en polímeros

El análisis de flujo mediante un software es una herramienta de suma importancia en donde, basados en el proceso de inyección, se llevan a cabo simulaciones para conocer el comportamiento del polímero durante el llenado de un molde, antes de realizar la fabricación del molde.

Observar lo que ocurre durante el llenado de un molde incrementa la probabilidad de éxito, pues los posibles problemas que se presenten durante la inyección del material dentro de las cavidades del molde pueden verse antes de pasar al maquinado, de tal forma que se pueden hacer modificaciones de diseño para que los problemas que se presentan en la simulación sean eliminados y no se presenten a la hora de inyectar una pieza real en la máquina de inyección.

Para este trabajo se utilizó Autodesk Moldflow Adviser 2017 y los resultados que se pueden obtener con dicho software son:

- Mejor zona para la ubicación del punto de inyección.
- Ventana de proceso
- Tiempo de llenado
- Confianza de llenado
- Predicción de calidad
- Presión de inyección
- Caída de presión
- Temperatura de frente de flujo
- Aire atrapado
- Líneas de soldadura
- Marcas de hundimiento
- Enfriamiento
- Alabeo

En la figura 2.9 se muestra la gráfica de tiempo de llenado de un componente.

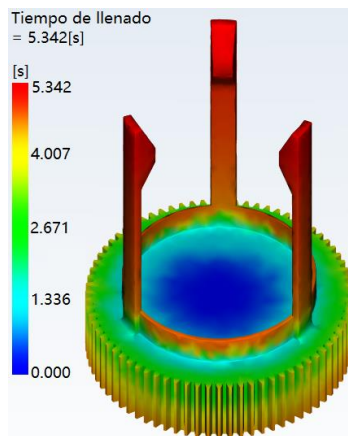


Figura 2.9. Gráfico de tiempo de llenado usando Autodesk Moldflow Adviser 2017.

3. IMPORTANCIA DE LOS SISTEMAS DE ENSAMBLE

Un uso que se le dio al plástico y que hoy en día se puede ver en cualquier parte, es la fabricación de componentes para ensamble, los cuales, en su mayoría, son combinados y ensamblados con otros del mismo o diferente material para producir un producto final.

Actualmente, la mayoría de los productos de plástico están compuestos por varios componentes unidos con ensambles. Los ensambles usados en un producto, deben mantener una continuidad mecánica entre todas las piezas que conforman el producto. Es recomendable que cada componente, que sea parte del producto final, tenga diseñado en alguna zona de su cuerpo, el sistema de sujeción que será ocupado, pues servirá para ensamblarse con el resto de las piezas, permitirá movilidad, sujeción o fijación permanente y en ocasiones evitará el uso de elementos externos de sujeción (tornillos, clavos, pijas, etc.). En la figura 3.1 se observa un componente con varios ensambles.



Figura 3.1. Ensamble de componentes de plástico para la obtención de un producto [8].

Los componentes de plástico hechos mediante moldeo por inyección se ajustan perfectamente al *Diseño para Ensamble* (DFA, por sus siglas en inglés). El Diseño para Ensamble es una metodología ampliamente utilizada para mejorar la calidad de los productos y reducir los costos de manufactura.

El Diseño para Ensamble se enfoca en minimizar el número de componentes que se requieren para elaborar un producto e incorporar, dentro de los mismos componentes, los métodos de ensamble. Por ejemplo, en los productos donde se tienen demasiados componentes, si es posible, se recomienda diseñar un solo componente que englobe las funciones de varias piezas y que al final cumpla con las especificaciones establecidas. La eliminación de elementos innecesario en un producto puede tener un impacto significativo en la reducción de costos, tiempo de ensamble, equipo utilizado y mano de obra. En la Figura 3.2 se muestra como el teléfono celular ha sido parte de ésta metodología. En un principio era de gran tamaño y formado por muchos componentes; hoy en día y gracias al avance tecnológico, se reduce a un par de ensambles utilizando menos componentes y minimizando la cantidad de material.



Figura 3.2. Diseño de ensamble en un teléfono celular y su evolución a través del tiempo [9].

Es importante mencionar que el ahorro en los costos del ensamble es balanceado mediante una manufactura y una operación de moldeo más complicadas.

La calidad de los productos finales estará dada en base a los sistemas de sujeción que se utilicen para el ensamble. Por ejemplo, los dos sistemas de sujeción más usados son el tornillo y el elemento de engarce (snap fit). Aparentemente es más fácil utilizar el elemento de engarce que el tornillo, pues el tornillo es un elemento que requiere roscado y el uso de herramienta para su instalación, en cambio el elemento de engarce se simplifica a un ensamble que solo consiste en presionar la parte a ensamblar. Sin duda, el rendimiento de estos dos métodos de sujeción en el producto final es diferente; es decir, si el elemento de engarce falla durante su tiempo de vida útil, el componente debe ser desechado debido a que una reparación es casi imposible.

En el caso del elemento de engarce, la vibración y la precarga pueden ser más difíciles de controlar mientras que los tornillos ofrecen un control excelente sobre la precarga. Es por eso que para tener buena calidad es importante analizar el mejor método de ensamble y determinar cuál cumplirá con los requerimientos del producto. A continuación, se enlistan los distintos métodos de ensamble que existen:

- Soldadura por placa caliente.
- Soldadura por aire caliente.
- Soldadura por Vibración
- Soldadura por Ultrasonido
- Unión mediante solventes.
- Sujeciones metálicas (Tornillos, tuercas, arandelas)
- Ajustes a presión o por interferencia (Press Fit).
- Elementos de engarce (Snap Fit).

Uno de los factores más importantes que se deben considerar cuando se evalúa un método de ensamble es la funcionalidad o la habilidad para desensamblar los componentes de una pieza formada por ensambles, los ensambles deben ser diseñados para soportar ciertos ciclos de ensamble y desensamble.

3.1 Tipos de ensambles

3.1.1 Soldadura por placa caliente.

El método de soldadura por placa caliente ha sido utilizado satisfactoriamente como un proceso rápido de ensamble en producciones elevadas. El método es permanente y es usado con termoplásticos amorfos y algunos materiales semicristalinos cuyas velocidades de cristalización son lentas, como es el caso de algunos polímeros con alta viscosidad.

El método de soldadura por placa caliente consiste en colocar una placa de aluminio a cierta temperatura en medio de los productos que serán unidos. En seguida, las piezas que serán unidas son puestas en contacto con la placa caliente, por lo tanto, las zonas que están en contacto con la placa son reblandecidas. Finalmente, la placa es retirada y los productos son unidos y sometidos a una leve presión por un determinado tiempo, esto en lo que las zonas reblandecidas se enfrían y forman la soldadura. La figura 3.3 muestra el proceso de soldadura por placa caliente.

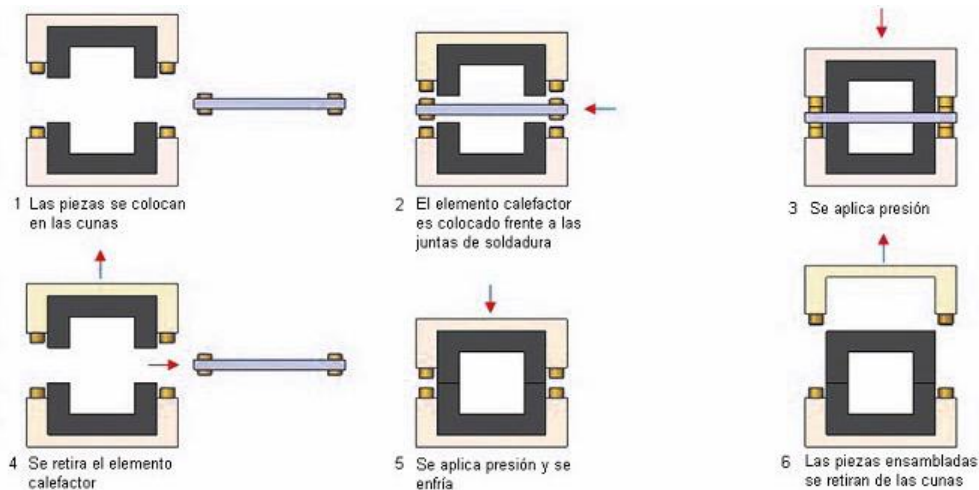


Figura 3.3. Método de soldadura por placa caliente [10].

3.1.2 Soldadura por aire caliente.

Este método es muy similar a la soldadura en metales con oxiacetileno y sirve para unir, reparar o ensamblar materiales termoplásticos.

El método fue inventado a mediados del siglo XX en el cual una corriente de aire caliente derrite una varilla termoplástica (soldadura) y el contorno de las piezas por donde se hará la unión. Cuando los materiales se funden y se fusionan se crea una soldadura. Para garantizar una buena soldadura, es necesario aplicar la presión adecuada sobre la varilla y llevar una velocidad constante al ir soldando. En la figura 3.4 se observa un esquema del método y la aplicación en la vida real [10].

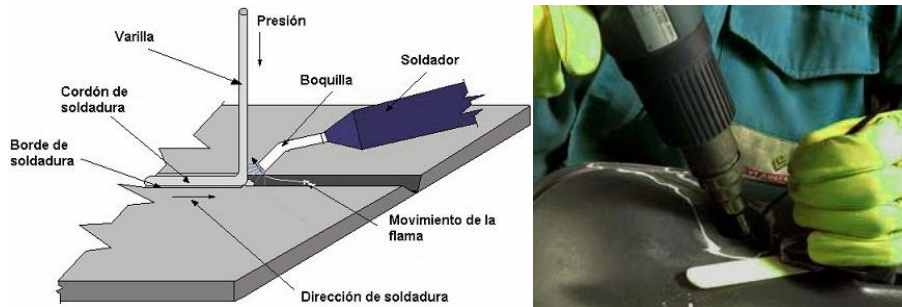


Figura 3.4. Esquema del método de soldadura por aire caliente y su aplicación [10].

3.1.3 Soldadura por vibración.

Este proceso también es conocido como soldadura por fricción lineal. En este método dos piezas de plástico se frotan entre sí bajo cierta presión y vibración hasta que se genere el calor suficiente para fundir el material. Después se detiene la vibración y las piezas a ensamblar se alinean hasta que el material fundido se solidifica para crear la soldadura. El proceso es rápido, las vibraciones aplicadas normalmente van desde los 100 a los 240 Hz de frecuencia con una amplitud entre 1 a 5mm [10].

La ventaja de este método es que se pueden ensamblar varios componentes de forma simultánea, no solo de componentes hecho mediante inyección sino también componentes hecho por extrusión, extrusión soplado, termoformado o estampado. Principalmente es utilizado en la industria automotriz y de electrodomésticos [10]. En la figura 3.5 se muestra el diagrama.

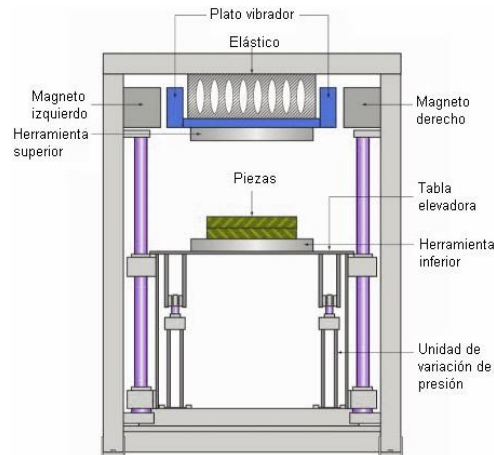


Figura 3.5. Esquema del equipo usado para la soldadura por vibración [10].

3.1.4 Soldadura por ultrasonido.

La soldadura por ultrasonidos es el método más rápido y, al mismo tiempo, más económico actualmente aplicado para unir y montar piezas de plástico y metales no ferrosos entre sí. La ventaja fundamental de la soldadura por ultrasonidos es que permite trabajar sin adhesivos, sin elementos de unión ni disolventes, por lo que su aplicación resulta especialmente ecológica y rentable. [11]

Este método utiliza vibraciones de alta frecuencia mecánicas para formar la soldadura. Los componentes a ensamblar son unidos y puestos entre el sonotrodo oscilante y un yunque o cuna fija y se someten a vibraciones ultrasónicas de 20 a 40 kHz en ángulo recto con el área de contacto. La acción de la alta frecuencia genera calor entre los componentes y se produce una soldadura de buena calidad. Los equipos utilizados en el proceso son bastante caros por lo que es preferible usar el método en producciones grandes. Las aplicaciones van desde el ensamble de faros para automóvil hasta el ensamble de cassettes o carcasas de electrodomésticos [10].

En la figura 3.6 se muestra un esquema del equipo utilizado y la aplicación que se le puede dar.

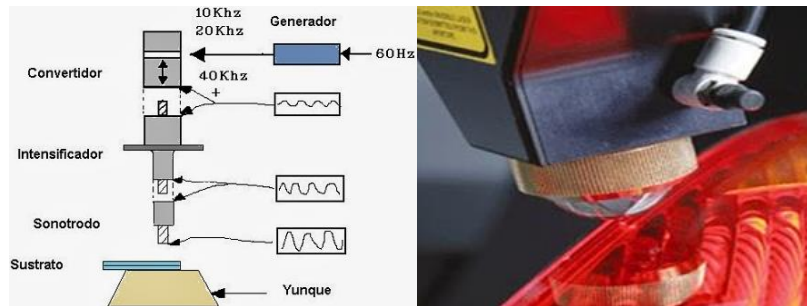


Figura 3.6. Equipo utilizado en la soldadura por ultrasonido [10].

3.1.5 Unión mediante solventes.

La unión con solventes, o también llamada, soldadura con solventes, es un método que también se usa para ensamblar componentes hechos por inyección. Cuando los componentes están unidos de este modo es porque el solvente disolvió la superficie de los dos componentes en contacto hasta que se fusionan. Finalmente, el solvente se evaporó y los dos componentes quedan soldados.

Para que haya unión mediante solvente, los componentes deben estar humedecidos con el solvente y ser ensamblados usando una presión moderada para mantenerlos juntos. En la figura 3.7 se muestra el método.

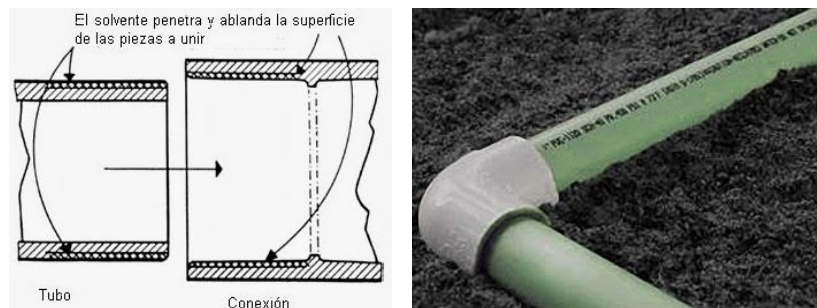


Figura 3.7. Unión usando disolventes [10].

Para cada material existe una gran gama de solventes que pueden ser utilizados. El ABS, PA, PC, PS, PVC, entre otros, son los materiales más empleados para este método.

Una desventaja de este método es que los vapores que liberan los solventes utilizados son peligrosos para la salud.

3.1.6 Sujeciones metálicas (tornillos, tuercas, arandelas).

Algunos componentes de plástico inyectados, frecuentemente son ensamblados con tornillos de metal, pernos, tuercas, arandelas y resortes que son confiables y económicos. Figura 3.8.

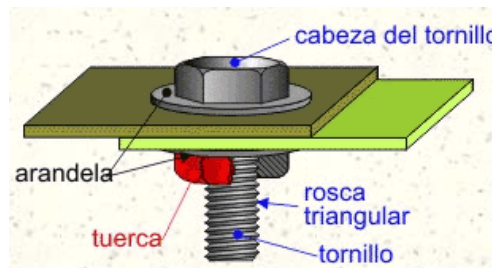


Figura 3.8. Ensamble mediante elementos metálicos [12].

Los tornillos son los dispositivos mecánicos de fijación más utilizados en los productos de plástico, en general se utilizan en aplicaciones donde se requiere un conjunto operable o reversible; es decir, componentes que puedan ser desmontados para su servicio o reemplazo. Los tornillos son un método sencillo, rápido y eficaz para la unión de materiales similares o diferentes. Proporcionan un control infinito sobre la precarga de ensamblaje, de hecho, hay muchos tipos de tornillos y configuraciones que se pueden utilizar en el ensamblaje de productos de plástico.

La desventaja de este método de ensamblaje es que, si el producto a ensamblar requiere ser perfectamente estético, los tornillos le quitan apariencia al producto final y en ocasiones no es una opción viable y tiene que ser necesario cambiar de método para que los tornillos no sean visibles.

3.1.7 Ajustes a presión o por interferencia (*press fit*).

Los ajustes a presión o por interferencia son una manera de sujetar o ensamblar los componentes de un producto a bajo costo. Este método consiste en la inserción forzada de un eje dentro de un hueco, el propósito es que las fuerzas radiales sujeten el eje y lo mantengan en su lugar, pero en ocasiones este tipo de sujeción resulta poco fiable debido a que la zona de interferencia sufre esfuerzos de tracción y por lo general los componentes de plástico involucrados contienen líneas de soldadura en esa zona, por lo que el ensamblaje puede fallar inmediatamente [13].

Si el ensamblaje no presentara un fallo inmediato, otra cosa que puede ocurrir es que se presente un agrietamiento cuando se aplique una carga y aumente la tensión hasta el punto de fallo. Esto ocurre a mayor medida con materiales poco dúctiles y de baja elongación. También las altas temperaturas durante y después del ensamblaje, la presencia de aceite, agua u otro líquido pueden afectar el ajuste a presión [13]. En la figura 3.9 se muestra un esquema del método.

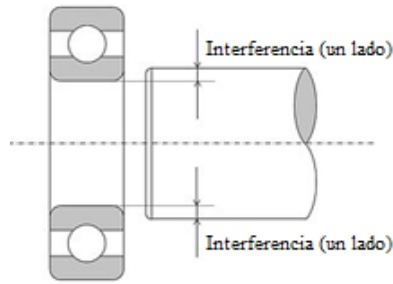


Figura 3.9. Ajuste a presión o por interferencia para ensamblajes de plástico [14].

3.1.8 Elementos de engarce (*snap fit*).

Los elementos de engarce son simples, económicos y de rápida fijación, se pueden usar para ensamblar y desensamblar componentes de plástico. Por lo general, este método se usa para reducir drásticamente los costos de producción y el número de componentes en un ensamblaje. En dicho método se usan materiales termoplásticos de gran flexibilidad y elasticidad que permiten diseños simples y eficaces [13]. Este método de ensamblaje es usado, principalmente, en la industria automotriz.

A continuación, se describen algunos tipos de engarce:

- *Elemento de engarce tipo U.* Es una variante del engarce de viga en cantiléver, la carga también es por flexión y básicamente el elemento de engarce tipo U es otra manera de aumentar la longitud de la viga que será unida a la otra pieza dentro de una ranura. Con este diseño se pueden ocupar materiales cuyos límites de tensión admisibles son bajos y hacer que cumplan los requerimientos de ensamblaje [15]. Figura 3.10.



Figura 3.10. Elemento de engarce tipo "U" [15].

- *Engarce Anular o cilíndrico:* Estos tipos de engarce son utilizados para ensamblar piezas cilíndricas, como por ejemplo plumas y botellas con tapa. En este tipo de unión por engarce, una de las piezas tiene un borde o protuberancia alrededor de la circunferencia de la pieza, la cual se engancha por presión con la parte de acoplamiento de la otra pieza. Este diseño permite el movimiento rotacional y el ensamblaje involucra esfuerzos multiaxiales que se presentan durante el ensamblaje a presión de las piezas, en la figura 3.9 se señala este tipo de engarce [16].

- *Engarce en Viga Cantiléver.* Los elementos de engarce en viga cantiléver son los diseños más comunes para ensamblar dos componentes, son fáciles de usar y tienen buena retención [16]. Funcionan mediante la unión de una pieza en forma de gancho y una ranura, es decir; el componente en forma de gancho, que tiene una protuberancia en la parte final, se flexiona y se enclava en la pieza contraria que consta de una ranura, tal y como se muestra en la figura 3.11.



Figura 3.11. Elemento de engarce anular y en viga cantiléver.

Como ya se observó, existen diversos métodos para realizar ensambles, hay desde los más sofisticados y costosos hasta los más simples y baratos. Cada uno cuenta con sus respectivos herramientas, y como se mencionó, en base a los requerimientos del producto se determinará que método es el más adecuado para los que se quiera hacer.

De aquí en adelante, el ajuste a presión o por interferencia y el elemento de engarce en viga cantiléver serán los métodos de ensamble que se estudiarán a detalle.

3.2 Consideraciones del ajuste a presión o por interferencia.

Los ensambles mediante el ajuste a presión son utilizados para unir diferentes componentes que pueden estar fabricados del mismo material, de algún otro polímero o incluso de metales. El método de ajuste a presión o por interferencia no requiere equipo de soldadura o algún elemento exterior como adhesivo, sellador, cemento, expansores mecánicos o insertos metálicos. Aplicado correctamente, este método produce un ensamble útil, con una buena resistencia y a un costo mínimo [16]. La figura 3.12 muestra el diagrama de un ajuste a presión de trabajo ligero en un ensamble.

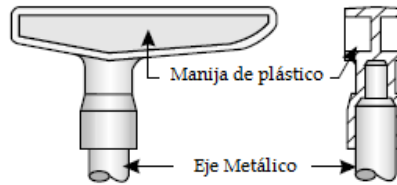


Figura 3.12. Ejemplo de una manija con ajuste a presión [16].

El método de ajuste a presión para piezas de materiales termoplásticos moldeados por inyección es similar al proceso de ajuste a presión usado por la industria metalúrgica para unir diferentes componentes. Las dimensiones de interferencia (incluyendo tolerancias) usadas para ajustes a presión en piezas de plástico, generalmente son mayores que las dimensiones requeridas para los ajustes a presión en metales. Las dimensiones mayores en la interferencia son necesarias para compensar la baja resistencia a la tracción, el módulo de elasticidad y los efectos en la deformación de los materiales termoplásticos comparados con los metales. Sin embargo, la elongación es más alta en los termoplásticos que en los metales; por lo tanto, el moldeo por inyección para componentes termoplásticos depende del diseño del producto, del módulo de elasticidad, de la temperatura ambiente y de las condiciones de humedad [16].

Para obtener una fuerza máxima de unión en materiales termoplásticos, las interferencias deben reflejar el diseño del producto, las propiedades mecánicas del polímero, las condiciones del proceso de moldeo, el sistema de expulsión del molde para liberar las piezas y las condiciones del proceso de ensamblado (fuerza y velocidad con las que se ensamblan). Todos estos parámetros son requeridos para obtener un buen ajuste a presión sin esforzar el componente más allá de su límite de elasticidad [16]. La figura 3.13 muestra otro ejemplo en donde se involucra el ajuste a presión con dichos parámetros.



Figura 3.13. Ejemplo: Tapa para caja ensamblada mediante ajuste a presión.

La relación teórica entre la interferencia y el nivel de esfuerzo está basada en la geometría de la pieza y las propiedades mecánicas del polímero, la interferencia puede ser calculada mediante el uso de un procedimiento de análisis de esfuerzos estándar. La resistencia de la unión residual en el ajuste a presión para piezas moldeadas por inyección, es afectada por variables complejas como, el módulo de elasticidad y el coeficiente de fricción. Para la mayoría de los termoplásticos, las variaciones en el módulo de elasticidad se vuelven despreciables después de un año y la fuerza de unión es constante, porque el coeficiente de fricción es afectado por la lubricación, la humedad, la

temperatura y el esfuerzo ejercido en la circunferencia. Cabe mencionar que el coeficiente de fricción debe conocerse en cada una de estas condiciones con el propósito de calcular con precisión la fuerza para el ajuste a presión [16].

Cuando la fuerza torsional es crítica, se deben colocar costillas para distribuir la carga alrededor del eje, cuando el esfuerzo circunferencial también es crítico, se deben utilizar costillas circulares y cuando la fuerza torsional y el esfuerzo circunferencial son críticos, un eje grueso, moleteado y con costillas alrededor es un buen diseño para el balance en la estructura [16].

Las piezas moldeadas mediante inyección deben estar libres de esfuerzos en el moldeo para que sean ajustadas a presión y tengan una fuerza máxima de sostenimiento. Los esfuerzos en el moldeo pueden reducirse mediante el recocido de la pieza bajo condiciones controladas, recomendadas por el proveedor del material. También en el diseño de tales ensambles, las condiciones ambientales deben considerarse cuidadosamente. La expansión por el calor y la humedad pueden compensarse mediante el diseño, considerando un crecimiento esperado en las peores condiciones. Estos cambios dimensionales deben efectuarse para determinar el desempeño del ajuste a presión [16]. La figura 3.14 muestra como el diseño de los ensambles por ajuste a presión del metal y plástico afectan el desempeño y la estructura de las piezas moldeadas, causando fallas en las piezas de plástico bajo cargas excesivas.

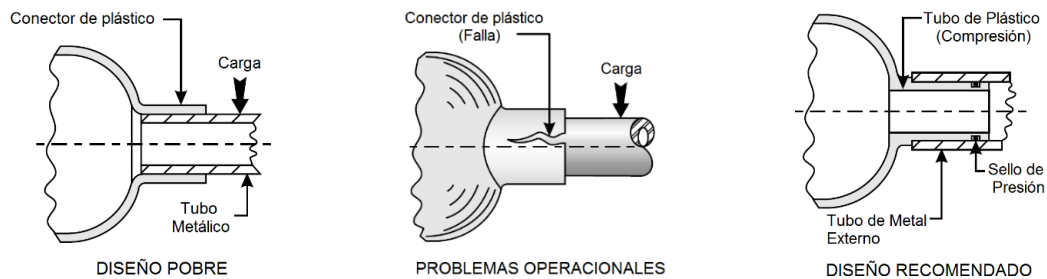


Figura 3.14. Ensamble mediante encaje a presión entre un plástico y un metal [16].

El encaje de un buje en un eje no está limitado a piezas de metal. Las combinaciones de piezas de plástico con piezas de plástico y piezas de metal con piezas de plástico ofrecen confiabilidad y uniones con un buen ajuste a costos accesibles. En la figura 3.15 se observa un ejemplo de un ajuste a presión entre un material metálico y un polímero.



Figura 3.15. Combinación de un buje de plástico con un eje metálico.

Por otro lado, el ajuste por contracción, es uno de los métodos de ensamble que no tiene problemas de dimensiones en las interferencias. Las interferencias son determinadas mediante la suma de la contracción del buje, el diámetro del eje y la expansión térmica del eje. El ajuste por contracción, aprovecha la reducción de volumen de la pieza debido a la contracción que sufre inmediatamente después de haber sido moldeada, esto sucede mientras la pieza se encuentra caliente o al menos a la misma temperatura que tiene la cavidad del molde. En este momento, la pieza continúa con su proceso de enfriamiento y la estructura geométrica del polímero regresa a su estructura original, es decir, toma una estructura orientada, reducida y organizada [16].

La expansión y contracción del polímero es conocida como la tasa de contracción del molde. La pieza inmediatamente después de haber sido moldeada, ha recuperado más del 50% de su contracción durante su primera etapa de enfriamiento en el interior de la cavidad del molde. La contracción restante de la pieza continúa cuando la pieza se expulsa del molde hasta que la pieza se enfría y se encuentra a temperatura ambiente [16].

El proceso de ajuste por contracción, comienza cuando la pieza es colocada en el eje inmediatamente después de ser moldeada. Para lograr un buen resultado, es recomendable precalentar el eje a la misma temperatura que tiene la pieza inmediatamente después de ser moldeada. Enseguida los ejes y bujes calientes son colocados en un área ventilada para que se enfríen y se alineen de modo que ambos lados del buje son colocados a la misma proporción. Para reducir al tamaño apropiado, el eje puede ser enfriado o el buje puede ser calentado para reducir la interferencia. El cambio de temperatura requerido puede ser calculado mediante el coeficiente de expansión térmica lineal del material [16].

3.2.1 Interferencia del ajuste a presión.

Debido al bajo módulo de elasticidad de los materiales termoplásticos en comparación con los metales, la interferencia requerida para componentes que se ajustan a presión es mucho más flexible. La expansión del buje en su diámetro interior para ajustar la interferencia es, generalmente, limitada por la resistencia a la tensión del eje en dirección circunferencial [16].

3.2.2 Interferencia de un eje y un buje hechos de diferentes materiales.

La relación del esfuerzo de diseño en un buje para la interferencia diametral de un eje ajustado a presión está dada por la ecuación [16]:

$$I = \left[\frac{\sigma_d D_s}{G_F} \right] \left[\frac{G_F + \nu_H}{E_H} + \frac{1 - \nu_S}{E_S} \right] \quad (4)$$

Donde:

- I es la Interferencia Diametral (mm)
- σ_d es el esfuerzo de diseño (Pa)
- D_s es el diámetro del eje (mm)
- ν_H es la relación de Poisson del material con el que está hecho el buje
- E_H es el módulo del buje (Pa)

- ν_S es la relación de Poisson del material con el que está hecho el eje
- E_S es el módulo del eje (Pa)
- G_F es un factor geométrico que se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$G_F = \frac{1 + [D_S/D_H]^2}{1 - [D_S/D_H]^2} \quad (5)$$

Donde:

- D_H es el diámetro exterior del buje

Por otra parte, el esfuerzo de diseño (σ_d) es igual al esfuerzo de cedencia σ_t dividido por un factor de seguridad, ecuación 6.

$$\sigma_d = \frac{\sigma_t}{FS} \quad (6)$$

Se puede utilizar un factor de seguridad pequeño (1,0 a 3,0), debido a la fluencia se reducirá el nivel de esfuerzo del esfuerzo máximo, el cual ocurre solo en el ensamble [16].

3.2.3 Interferencia de un eje y un buje hechos del mismo material.

Cuando ambas piezas están hechas del mismo polímero ($E_H = E_S$), la ecuación (3) se simplifica a [16]:

$$I = \left[\frac{\sigma_d D_S}{E} \right] \left[\frac{G_F + 1}{G_F} \right] \quad (7)$$

Donde E es el módulo de elasticidad del polímero, se asume que el módulo de tensión es igual al módulo de compresión. Esta forma de la ecuación se utiliza con mayor frecuencia debido a que los bujes de plástico se utilizan con ejes de acero [16].

3.2.4 Interferencia de un eje metálico y un buje de plástico.

Cuando el eje este hecho de metal o con otro material que tenga un alto módulo de elasticidad, la interferencia es calculada con la siguiente ecuación [16]:

$$I = \left[\frac{\sigma_d D_S}{E_H} \right] \left[\frac{G_F + \nu_H}{G_F} \right] \quad (8)$$

Esta ecuación es la que más se utiliza porque los bujes de plástico por lo general se ensamblan con ejes metálicos. Dicha ecuación debe usarse con los valores de las propiedades de los materiales que se correlacionan con las condiciones de uso final.

Durante el diseño, se determina el nivel de esfuerzo de tracción (o tensión) aceptable para el material del buje. El esfuerzo de tracción no es un valor constante, sino que cambia con respecto a

la temperatura, a la humedad relativa y al tiempo. A medida que la vida útil de un producto de plástico aumenta, los niveles de esfuerzo de diseño recomendados disminuyen.

3.2.5 Interferencia de un eje de plástico y un buje metálico.

Cuando el buje de un ensamble es fabricado con una elevada resistencia a la tracción, de un material con un módulo de elasticidad elevado como el acero y el eje es fabricado de un material termoplástico, la fuerza del eje puede ser limitada. Se tiene que la falla se puede presentar en la compresión. La siguiente ecuación proporciona una buena aproximación de una interferencia admisible para el diseño de esfuerzos con un factor de seguridad pequeño:

$$I = \left[\frac{\sigma_d D_s}{E_S} \right] \left[\frac{G_F + \vartheta_S}{G_F} \right] \quad (9)$$

3.2.6 Fuerza para el ajuste a presión.

Las piezas circulares pueden ser ensambladas mediante un ajuste a presión. Para calcular la fuerza de ensamblaje requerida para un eje y un buje se debe tomar en cuenta la siguiente ecuación [16]:

$$F = \pi \mu P D_s L \quad (10)$$

Donde:

- F es la fuerza de ensamble (N)
- μ es el coeficiente de fricción entre el buje de plástico y el eje metálico
- D_s es el diámetro del eje (mm)
- L es la longitud de la unión (mm)
- P es la presión ejercida para efectuar el ensamble y se calcula con la siguiente ecuación:

$$P = \frac{\sigma_d}{G_F} \quad (11)$$

Como se sabe, σ_d es el esfuerzo de diseño y G_F es un factor geométrico que depende de muchos factores y varias consideraciones de aplicación a aplicación. La tabla 4 muestra los coeficientes de fricción predeterminados que pueden utilizarse como una aproximación.

Materiales	Coefficiente de fricción
Plástico a plástico (moldeado superficial)	0.25 - 0.35
Plástico a metal (acabado superficial fino)	0.15 - 0.25
Plástico a metal (acabado superficial rugoso)	0.35 - 0.65
Plástico a metal (pulido, duro, lubricación)	0.05 - 0.15

Tabla 4. Coeficientes de fricción según el diseño [16]

En una superficie de unión suave el cortante, la deformación y el esfuerzo de relajación reduce la interferencia efectiva, a su vez reduce la presión de ensamble y la fuerza de retención.

Para prevenir el efecto de la deformación de un buje moldeado por inyección ajustado a presión en un eje de metal para formar un ensamble, la superficie de contacto del eje puede tener un acabado a espejo, moleteado o rugoso. La fuerza requerida en el proceso de ensamble genera una energía friccional dentro del área de contacto del buje, derritiendo la superficie de contacto del polímero, causando que el plástico fundido se mueva o produzca un flujo en frío en las ranuras moleteadas y valles o crestas en el eje de metal. El resultado es un efectivo crecimiento en el coeficiente de fricción que puede compensar la pérdida de presión en la unión causada por efectos de deformación [16].

3.2.7 Cambios dimensionales en el ajuste a presión.

Cuando un eje es ensamblado con un buje de plástico mediante ajuste a presión, tanto el eje interior como el exterior del buje son expandidos. De la misma forma, el diámetro interior de un buje se contrae cuando éste se encuentra presionado en un sitio. Los cambios dimensionales relativos de cada caso son importantes, porque estos cambios afectan la fuerza de unión relativa de los componentes, causando posteriormente problemas de control de calidad en el ensamble [16].

La reducción del diámetro interior de un buje de plástico debido a una interferencia externa con una locación rígida puede ser determinada mediante [16]:

$$d_H(\text{Reducción}) = \frac{2 \cdot D_S \cdot D_H}{D_S^2(1 + \nu_H) + D_H^2(1 - \nu_H)} \quad (12)$$

El incremento del diámetro exterior de un buje de plástico debido a la interferencia con un eje rígido se calcula a partir de [16]:

$$d_H(\text{Incremento}) = \frac{2 \cdot D_S \cdot D_H}{D_S^2(1 - \nu_H) + D_H^2(1 + \nu_H)} \quad (13)$$

Los cambios de temperatura y humedad también afectan las dimensiones de la pieza. Estos cambios dimensionales son relativamente importantes para uniones de plástico con plástico, la expansión diferencial no está presente en algún punto. Sin embargo, deben estar considerados en el diseño de metal con plástico que opera sobre un rango de temperatura [16].

3.3 Consideraciones del elemento de engarce en viga en cantiléver.

Los elementos de engarce en una viga en cantiléver son una manera simple, económica y rápida de ensamblar componentes de plástico. Se han aplicado exitosamente en juguetes, automóviles, electrodomésticos, computadoras, celulares y en un sinnúmero de productos [16].

Para diseñar este tipo de elementos, se deben tomar en cuenta los requerimientos de uso y la capacidad de fabricación. Se debe definir si el elemento de engarce será de uso reversible o irreversible; es decir, si los componentes podrán ensamblarse solo una vez o se les permitirá desensamblarse varias veces. En la figura 3.16 se muestra el ensamble irreversible, aquí la parte final de la viga tiene una protuberancia que se enclava por flexión en una ranura que se encuentra en el componente contrario, al querer desensamblar el elemento de engarce, los ángulos de 90° internos impiden la acción, por lo tanto, el ensamble es irreversible. Para poder realizar el desensamble es necesario romper la viga y reemplazarla por una nueva.

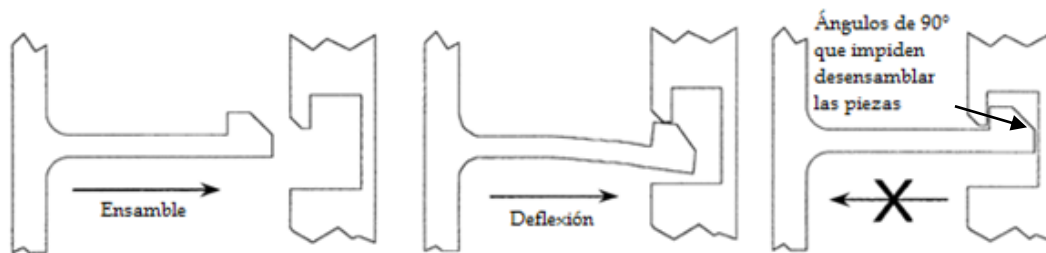


Figura 3.16. Ensamble Irreversible [17]

En la figura 3.17 se muestra el ensamble reversible. Nuevamente se presenta una viga con una protuberancia en la parte final, la cual se enclava por flexión en la ranura de la contraparte. En este caso los ángulos de 90° desaparecen y se añaden pequeños ángulos (ángulos de inserción y retención) que funcionan como rampas para que los componentes se puedan desensamblar, más adelante se mencionan las características de estos pequeños ángulos y como se diseñan.

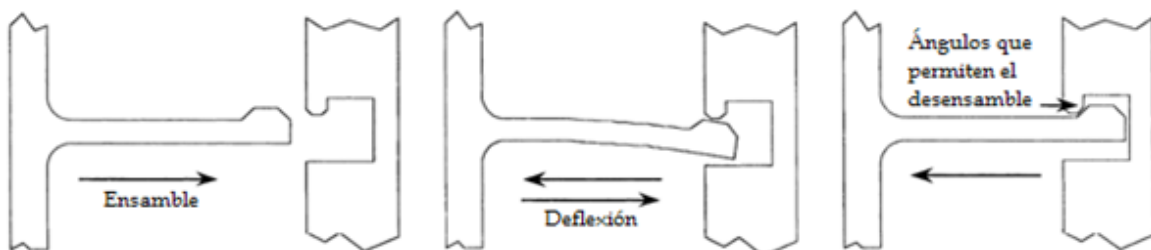


Figura 3.17. Ensamble Reversible [17].

Otro parámetro a definir es la geometría. Los elementos de engarce en viga en cantiléver pueden tener distintas geometrías, en la figura 3.18 se muestran algunos modelos que se pueden encontrar en un producto. El primer tipo es una viga en cantiléver de sección transversal constante, en ella, tanto el espesor como la anchura no cambian; la segunda es una viga cantiléver cónica, en donde el espesor de la sección transversal se va estrechando y la tercera también es una viga cantiléver cónica en donde el espesor y ancho de la sección transversal se van estrechando.

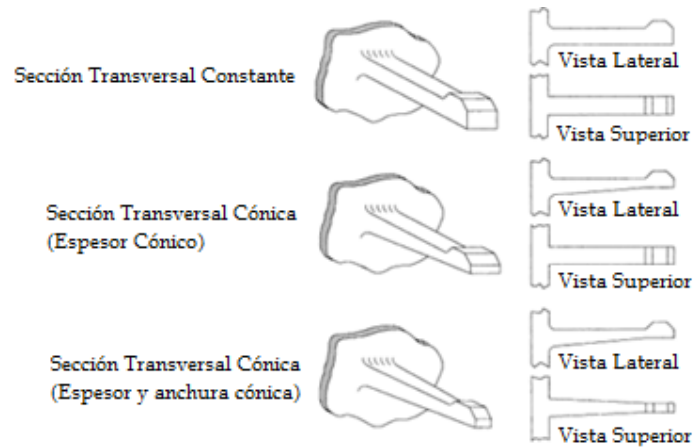


Figura 3.18. Formas en que se puede presentar un elemento de engarce en viga en cantiléver [17].

Las vigas en cantiléver de sección transversal constante raramente son usadas debido a que la distribución de esfuerzos a lo largo de la viga no es uniforme, en cambio las vigas que se estrechan en espesor tienen una distribución de esfuerzo a lo largo de la viga más uniforme y permiten un incremento significativo en la deflexión que se asocia con un valor máximo de esfuerzos, esto hace que los daños en la viga se minimicen y que las protuberancias que van exactamente al final de la viga puedan tener diseños más grandes para un mejor engarce [17].

Otras geometrías que pueden tener las secciones transversales de los elementos de engarce son: triangular, tubular, convexa, cóncava, circular o trapezoidal. En la figura 3.19 se muestran dichas formas.

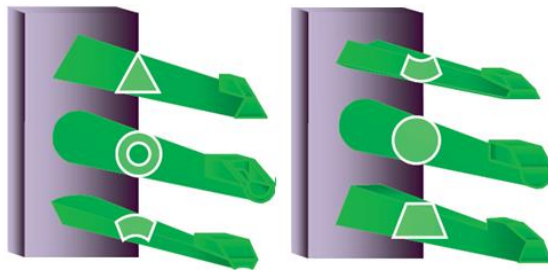


Figura 3.19. Otros tipos de secciones transversales que se puede presentar un elemento de engarce [18].

3.3.1 Análisis matemático

Durante el ensamble o desensamble, los elementos de engarce en viga en cantiléver están sujetos a grandes deflexiones y en ocasiones son sometidos a presión durante el uso final, por lo que se debe realizar un análisis de elemento finito para verificar las propiedades mecánicas y estructurales y así poder estabilizar la relación entre la geometría del elemento, las condiciones de carga y los niveles de esfuerzo.

Como ya se mencionó, existe un amplio rango de posibilidades en cuanto a la geometría de la sección transversal en el diseño de un engarce. La aplicación, el grado de flexibilidad al cual estará

sometido, el material con el que estará fabricado, el diseño del producto, son algunos factores que influyen en la determinación del tipo de sección transversal que se utilizará. Para definir el tipo de viga en cantiléver para el engarce es necesario partir de un modelo matemático que defina las variables que serán utilizadas para el desarrollo de las ecuaciones. La figura 3.20 muestra el modelo matemático de un engarce tipo viga en cantiléver.

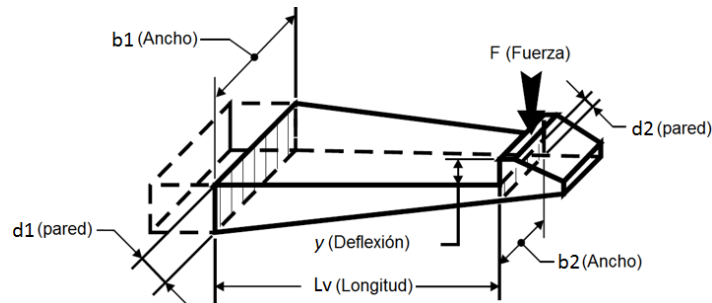


Figura 3.20. Modelo matemático de un engarce tipo viga en cantiléver [16].

Se debe tener en cuenta que los engarces tipo viga en cantiléver están sujetos a elevadas cargas, pero durante tiempos breves. Esto indica que el comportamiento esfuerzo-deformación se encuentra fuera del rango elástico por lo que el módulo de elasticidad debe ser remplazado por el módulo secante.

Los análisis mediante elemento finito muestran que el esfuerzo causado por la deflexión tiende a concentrarse en la base de la viga, por lo tanto, en dicha zona pueden producirse grietas o fracturas. Para contrarrestar la concentración de esfuerzos se emplean radios generosos en la base y formas cónicas que ayudan a distribuir uniformemente los esfuerzos. Se recomienda que el espesor final de las vigas cónicas tenga un valor del 50% del espesor inicial [16], figura 3.21.

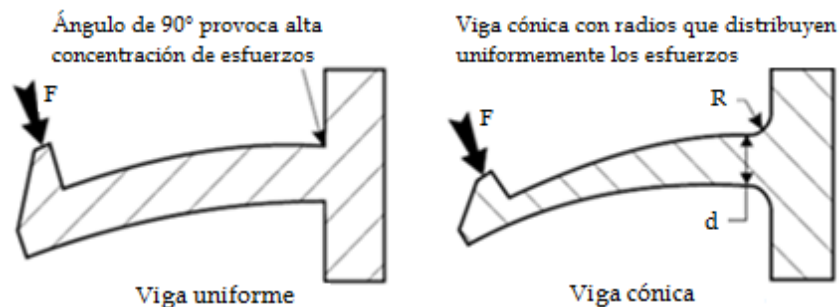


Figura 3.21. Diseño para la distribución de esfuerzos [16].

El cálculo de los radios para la base estará dado por la siguiente ecuación.

$$R = 60\% d \quad (14)$$

Donde:

- R son los radios ocupados en la base
- d es el espesor inicial de la viga.

En la figura 3.22 se muestra una gráfica con los factores de concentración de esfuerzos (k) que se generan según el radio y espesor que se utilicen en los elementos de engarce. Un valor de $k=1.5$ es razonable, pero un factor de 1.0 prácticamente es imposible, debido a que los radios excesivos pueden provocar complicaciones debido a los rechupes, huecos, contracciones y efectos producidos sobre el espesor de la viga [17].

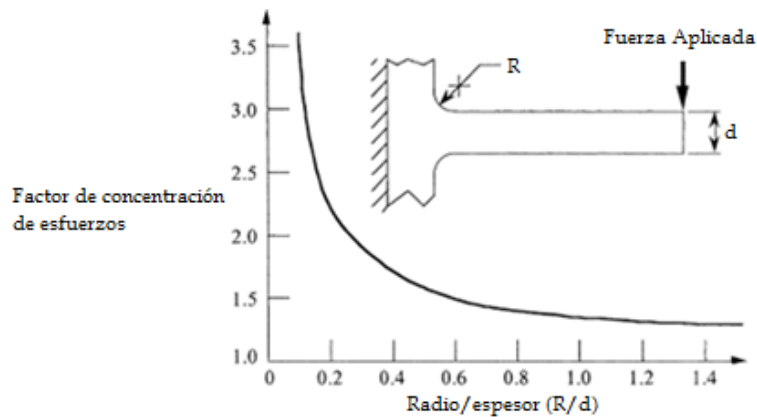


Figura 3.22. Factores de concentración de esfuerzos [17].

Es importante mencionar que los valores de los radios utilizados en la práctica deben ser los adecuados de tal forma que proporcionen una fiabilidad estructural y una estética aceptable. Los valores de radios inferiores a 0.38 mm (0,015 in) en general deben evitarse [17].

3.3.2 Espesor inicial del elemento de engarce.

Un elemento de engarce en viga cantiléver puede extenderse desde una pared o superficie de muchas maneras, las más comunes son con grados de 90° entre la viga y la pared.

Si la viga sobresale de una pared, como se observa en la figura 3.23, el espesor inicial (d) debe ser de aproximadamente 50 o 60% el espesor de pared perpendicular (d_p). Las vigas más delgadas, por debajo del 50%, pueden tener problemas de flujo y llenado. Las vigas más gruesas, del 60% en adelante, pueden conducir a altos esfuerzos, vacuolos dentro del espesor grueso que debilitan la función y rechupes en la pared, los cuales son inaceptables en una superficie de apariencia [19].

Si la viga se extiende sobre un espesor, figura 3.24, el espesor inicial (d) debe ser igual al espesor de la pared. En este tipo de configuración se recomienda utilizar un cambio gradual en el espesor de la viga (viga cónica) para evitar problemas por concentración de esfuerzos y de llenado.

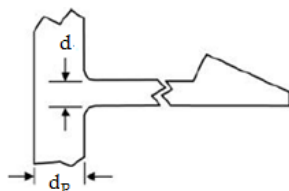


Figura 3.23. El espesor inicial de la viga es el 50% o 60% de la pared perpendicular (d_p) [19].

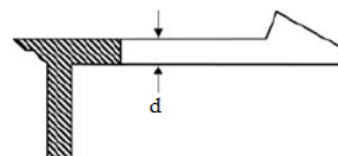


Figura 3.24. Espesor inicial de la viga igual al espesor de la pared [19].

Otra forma para obtener el espesor inicial del elemento de engarce en viga cantiléver, es mediante la siguiente ecuación:

$$d = \frac{2\varepsilon L_v^2}{3y} \quad (15)$$

Dónde:

- ε es la deformación permitida por el material
- y es la deflexión máxima de la viga
- L_v es la longitud de la viga

Como se observa, el modelo ya involucra variables que son consideradas durante el diseño y que deben conocerse antes de calcular el espesor inicial. En los siguientes subcapítulos se describe como obtener la longitud adecuada del elemento de engarce, la deflexión de la viga y la deformación permitida.

3.3.3 Longitud adecuada de la viga.

La longitud total del elemento de engarce en viga cantiléver (L_T) se compone de dos partes, la longitud de la viga (L_V) y la longitud de la protuberancia que contiene los ángulos de inserción y retención (L_P), tal y como se muestra en la figura 3.25.

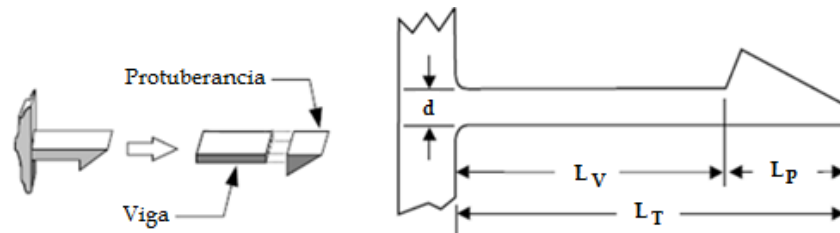


Figura 3.25. Longitudes que conforman un elemento de engarce.

Se consideran por separado dos longitudes, porque cuando se calcula la deflexión durante un ensamble, la parte de estudio con más interés es la zona de la protuberancia.

La longitud de la viga (L_V) se puede establecer desde un inicio, podría resultar sin complicaciones y sin ninguna restricción hacerlo, pero por lo general la longitud de la viga es limitada por el espacio o por las dimensiones que se tengan para poder hacer un diseño funcional. La longitud de la viga (L_V) debe ser por lo menos 5 veces el espesor de la viga ($5 \times d$), pero cerca de 10 veces el espesor ($10 \times d$) es preferido. Las vigas pueden ser más largas que $10 \times$ espesor, pero las marcas de hundimiento y el llenado pueden convertirse en un problema [19].

Las vigas más cortas que 5 por el espesor de la viga, experimentan efectos significativos de corte, así como dobleces en la base. También aumenta la probabilidad de daños durante el ensamble y que los cálculos analíticos basados en la teoría sean menos precisos [19].

3.3.4 Diseño de los ángulos inserción y retención.

La parte final de los elementos de engarce, la cual ha sido nombrada desde un principio como protuberancia, tiene ciertas características que deben tomarse en cuenta cuando se desea diseñar un elemento de engarce en viga cantiléver. La principal característica es que cuentan con ángulos de inserción y retención para cumplir requerimientos específicos cuando se ensamblan dos componentes. Como se sabe, dependiendo de los ángulos que se tengan, el ensamble se definirá como reversible o irreversible.

Como se vio en el anterior subcapítulo, la fuerza de ensamble depende del ángulo de inserción que se tenga. Para ángulos más pronunciados se requiere una elevada fuerza de ensamble para producir una mayor deflexión y poder realizar el ensamble. Los ángulos de inserción deben ser entre de 25° y 35° para que la fuerza de ensamble requerida sea baja. Los ángulos de 45° o mayores deben evitarse debido a que el ensamble se dificulta, figura 3.26.

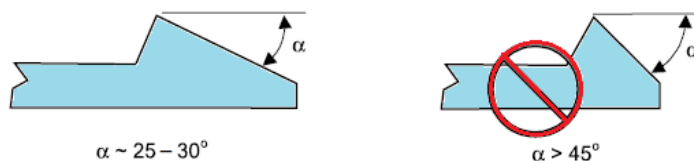


Figura 3.26. Ángulo de inserción [19].

Los ángulos de retención son los que determinan si el ensamble será reversible o irreversible. De igual manera que en los ángulos de inserción, los ángulos de retención pronunciados requieren alta fuerza de desensamble por lo que tienen alta sujeción si es que se requiere un ensamble irreversible.

Un ángulo de retención de 35° , generalmente es aceptable. El ángulo exacto dependerá del coeficiente de fricción en los materiales y de la rigidez del material donde se enclava el elemento de engarce. Si la aplicación es usada para un alto número de ciclos, entonces es preferible usar un ángulo menor para reducir la carga por ciclo en ambos componentes, pero si el ensamble tiene un límite de ciclos, entonces es adecuado poner ángulos de retención más altos [19].

Si se esperan fuerzas de desensamble relativamente bajas, entonces un ángulo de retención de aproximadamente 45° es un punto de partida razonable. Nuevamente se tienen que considerar la fricción y la rigidez de los materiales participantes [19].

Los ángulos de 45° a 90° son una forma de retener los componentes ensamblados, se debe saber que para estos ángulos deben aplicarse fuerzas de desensamble muy altas, es por ello que estos diseños no se recomiendan para aplicaciones que requieren un elevado número de ciclos [19].

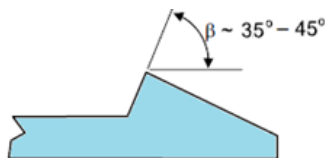


Figura 3.27. Ángulo de Retención para un ensamble reversible [19].

3.3.5 Altura de la protuberancia para un engarce.

La altura de la protuberancia (Y), figura 3.28, determina cuanto se flexionará la viga durante el ensamble y desensamble, por ejemplo; si la altura de la protuberancia fuera de 10 mm, la deflexión que tendría que efectuar el elemento de engarce para poder ensamblar o desensamblar algún componente igual sería de 10 mm o si fuera de 2 mm la deflexión tendría que ser de dos o más milímetros para poder realizar el ensamble o desensamble [19].

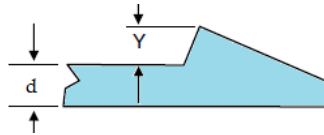


Figura 3.28. Altura de la protuberancia [19].

No hay una ecuación que determine dicha altura, pero para tener una estimación, las ecuaciones de deflexión para todas las secciones transversales son una buena manera para determinar una altura.

3.3.6 Análisis de deflexión en los elementos de engarce.

La deflexión tiene lugar durante el ensamble o desensamble y no sólo depende del tamaño y geometría de la viga en cantiléver, sino también de la capacidad de deformación que el material y la aplicación permita. La deflexión permisible (y) y la fuerza de deflexión (F) dependerán del tipo de diseño que se tenga en la sección transversal.

En la figura 3.29 se muestran las secciones transversales para una viga en cantiléver más utilizadas en un elemento de engarce y las dimensiones más importantes.

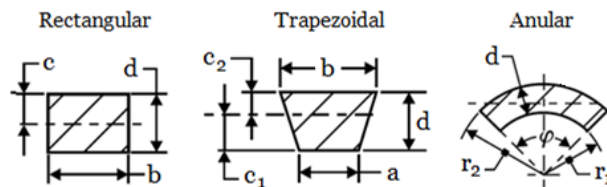


Figura 3.29. Secciones transversales más usadas [16].

Para una viga de sección rectangular constante, si se desprecian los efectos de los radios en la base, las dimensiones de la protuberancia al final de la viga y se toma en cuenta la deformación máxima permitida del material, se tiene que la deflexión máxima, está dada por [17]:

$$y = \frac{0.67 \cdot \varepsilon \cdot L_v^2}{d} \quad (16)$$

Donde:

- y es la deflexión máxima
- ε es la máxima deformación del material

- L_v es la longitud de la viga cantiléver
- d es el espesor inicial de la viga

En la figura 3.30 se ve la representación.

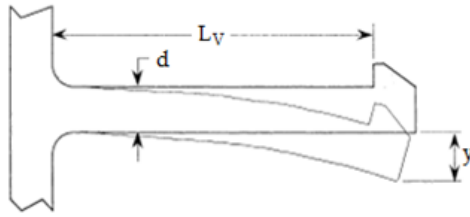


Figura 3.30. Deflexión de una viga cantiléver con sección transversal constante [17].

Para la viga, cuyo espesor se va estrechando gradualmente y haciendo las mismas consideraciones, se tiene que la máxima deflexión está dada por:

$$y = \frac{1.1 \cdot \varepsilon \cdot L_v^2}{d} \quad (17)$$

La representación gráfica se observa en la figura 3.31.

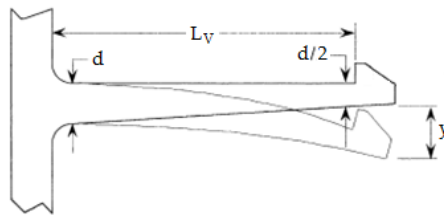


Figura 3.31. Deflexión de una viga cantiléver cuyo espesor va de d a $d/2$ [17].

Analizando y comparando las ecuaciones (13) y (14), se determina que, debido a la reducción de espesor se genera una reducción de rigidez, por lo que la deflexión permitida en la viga que se estrecha gradualmente es aproximadamente 60% más grande que la viga de sección transversal constante [17]. Para las secciones trapezoidales y anulares, ya sea constantes o de espesor cónico, el cálculo de la deflexión es de la siguiente manera:

Sección transversal trapezoidal constante [16]:

$$y = \left[\frac{b+a}{2b+a} \right] \left[\frac{\varepsilon \cdot L_v^2}{d} \right] \quad (18)$$

Sección transversal anular constante [16]:

$$y = C_2 \left[\frac{\varepsilon \cdot L_v^2}{r_2} \right] \quad (19)$$

Sección transversal trapezoidal de espesor cónico:

$$y = 1.64 \left[\frac{b+a}{2b+a} \right] \left[\frac{\varepsilon \cdot L_v^2}{d} \right] \quad (20)$$

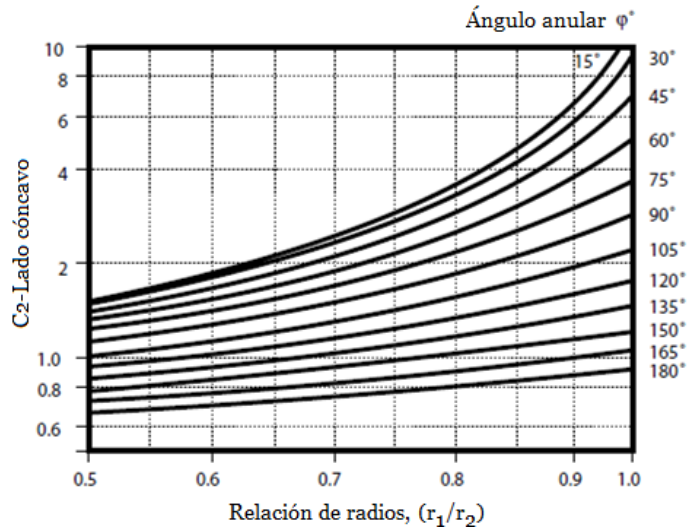
Sección transversal anular de espesor cónica:

$$y = 1.64 \cdot C_2 \left[\frac{\varepsilon \cdot L_v^2}{r_2} \right] \quad (21)$$

Donde:

- y es la deflexión permisible
- ε es la deformación permisible del material
- d es el espesor inicial de la viga
- b es la anchura superior de la sección trapezoidal
- a es la anchura inferior de la sección trapezoidal
- L_v es longitud de la viga
- r_1 es el radio interno de la sección anular
- r_2 es el radio externo de la sección anular
- C_1 es la sección transversal anular cóncava
- C_2 es la sección transversal anular convexa
- φ es el ángulo anular de anchura cóncava

Para calcular C_2 se debe hacer uso de la siguiente gráfica 1.



Gráfica 1. Curvas para determinar el valor de C_2 [16].

El cálculo de la deflexión depende del tipo de sección transversal que se ocupe en el diseño, para este trabajo debe analizarse cuál es la sección transversal que mejor se ajusta a la aplicación y de ahí partir con el resto del diseño.

3.3.7 Evaluación de la deformación.

Algunas dimensiones, tales como el espesor (d) y la longitud de la viga (L_v) pueden evaluarse y determinar si son adecuadas para el diseño. Mediante la siguiente ecuación, se puede realizar un cálculo previo para determinar qué porcentaje de deformación se está llevando a cabo con las dimensiones propuestas y ver si dicho porcentaje de deformación está dentro de la deformación permisible del material [16].

$$\varepsilon = 1.5 \frac{d \cdot y}{L_v^2} \quad (22)$$

La anterior ecuación se deriva de la ecuación (12) y se sabe que d es el espesor de la viga en cantiléver, y la deflexión y L_v la longitud de la viga.

Si el resultado del cálculo está en un 50% de la deformación permisible, el diseñador no debe preocuparse pues las dimensiones están dentro del margen y tiene la posibilidad de cambiar un poco las dimensiones para aumentar la deformación. Si el resultado está en el 100% o lo rebasa entonces las dimensiones deben modificarse [19].

El resultado que se obtiene de la ecuación anterior solo da una aproximación de la deformación, este valor puede cambiar en la realidad debido a que ahí ya se involucran otros aspectos que en la ecuación no están considerados.

Los valores de deformación permitidos tienden a ser un porcentaje más alto del esfuerzo de cedencia para los polímeros dúctiles, pero cuando se prevén múltiples deflexiones en la aplicación, los valores permitidos se reducen a porcentajes más bajos. En general los valores de deformación que se pueden utilizar dependen de las propiedades del material utilizado. En la figura 3.32 se muestra la deformación permitida de dos materiales distintos [16].

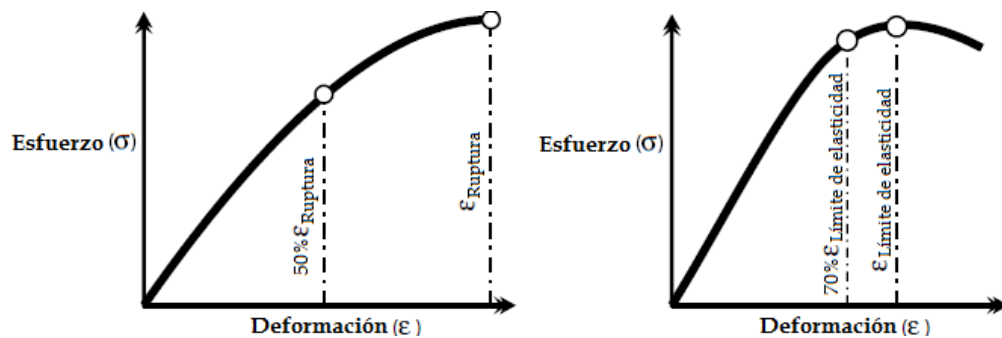


Figura 3.32. Deformación permisible de dos materiales diferentes [16].

La gráfica del lado izquierdo representa el comportamiento de un material que no tiene un límite de elasticidad definido y la gráfica del lado derecho muestra el comportamiento de un material que sí tiene un límite de elasticidad. Al trabajar con materiales sin límite de elasticidad, se recomienda el uso de hasta el 50% de la deformación de ruptura, mientras que para materiales con límite de elasticidad se recomienda el 70% del límite de elasticidad. En el siguiente capítulo se describen detalladamente los materiales aptos y que cumplen con los requerimientos del elemento de engarce en viga cantiléver [16].

3.3.8 Análisis de la fuerza de flexión.

Para poder flexionar los elementos de engarce en viga cantiléver, se requiere de una fuerza para que esto suceda. En la figura 3.33 se presenta un engarce con una fuerza aplicada.

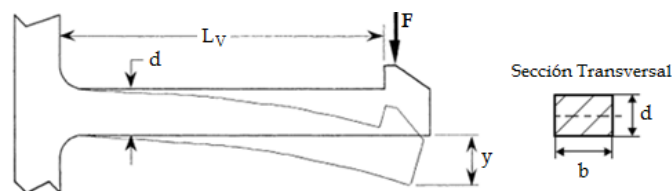


Figura 3.33. Fuerza de flexión [17].

La fuerza requerida para flexionar la viga de sección rectangular constante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F = \left[\frac{b \cdot d^2}{b} \right] \cdot \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right] \quad (23)$$

Donde F es la fuerza de flexión, b es el ancho de la viga, d es el espesor de la viga, ε es la máxima deformación del material, L_v es la longitud de la viga cantiléver y E_s es el módulo secante, el cual es la relación que hay entre el esfuerzo secante y la deformación predeterminada del material. Cuando una fuerza es aplicada y se incrementa gradualmente desde el punto inicial "0" hasta el punto "S", tal y como se muestra en la figura 3.34, la pendiente que se genera entre dichos puntos se define como módulo secante [17].

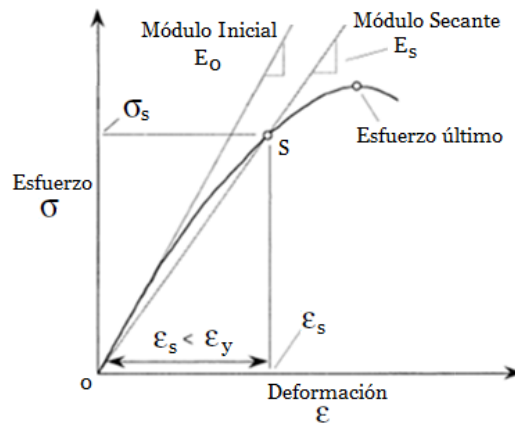


Figura 3.34. Módulo secante.

El módulo secante (E_s) es equivalente al 85% del módulo inicial (E_0). [14] o bien puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$E_s = \frac{\sigma_s}{\varepsilon_s} \quad (24)$$

Donde E_s es módulo secante, σ_s es el esfuerzo secante y ε_s es la deformación predeterminada.

El módulo secante es usado en lugar del módulo de elasticidad (módulo de Young, E) o modulo inicial (E_0) para aplicaciones de alta deformación ya que se toma en cuenta que, para periodos breves, los elementos de engarce son sometidos a altas cargas, lo cual significa que el comportamiento esfuerzo/deformación puede sobrepasar el límite elástico [16].

Por otra parte, el módulo secante es equivalente a 85% del módulo inicial y es el límite máximo al que pueden ser aplicados los principios de diseño estructural. Generalmente se utiliza para el análisis de materiales termoplásticos que tienen bien definido el límite elástico sin sufrir una deformación permanente cuando la fuerza aplicada vuelve a su estado original [16].

Para las secciones transversales trapezoidales y anulares, presentadas en la figura 3.29, existen otras ecuaciones para determinar la fuerza de flexión. A continuación, se muestran las ecuaciones:

Sección trapezoidal constante y espesor cónico [16]: Sección anular constante y de espesor cónica [16]:

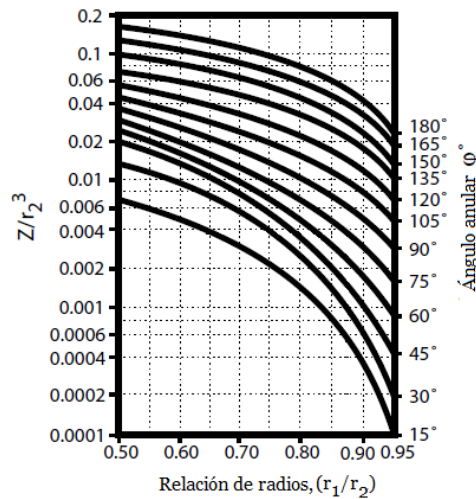
$$F = \left[\frac{d^2}{12} \right] \left[\frac{b^2 + 4ba + a^2}{2b+a} \right] \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right] \quad (25)$$

$$F = Z_2 \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right] \quad (26)$$

Donde F que es la fuerza de deflexión y Z_2 es el módulo anular de la sección transversal (el resto de las variables ya se conocen). Para calcular Z_2 se debe hacer uso de la siguiente ecuación:

$$Z_2 = r_2^3 \cdot \frac{Z}{r_2^3} \quad (27)$$

El término de la ecuación $\frac{Z}{r_2^3}$, se determina mediante la gráfica 2, donde nuevamente se ocupa una relación de radios y el ángulo anular de anchura cóncava (φ).



Gráfica 2. Curvas para determinar el valor del término $\frac{Z}{r_2^3}$ [16].

3.3.9 Análisis de la fuerza de ensamble

La fuerza de ensamble para los elementos de engarce en viga cantiléver puede ser determinada a partir de la deflexión y fuerzas de fricción, de tal manera que dicha fuerza se calcula mediante:

$$W = F \cdot \tan(\alpha + \rho) = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\alpha)}{1 - \mu \tan(\alpha)} \right) \quad (28)$$

Donde:

- W es la fuerza de ensamble
- F es la fuerza de flexión
- α es el ángulo de entrada sin deflexión
- ρ es el ángulo de entrada durante el ensamble
- μ es el coeficiente de fricción entre los materiales y está dado por la siguiente ecuación:

$$\mu = \tan(\rho) \quad (29)$$

A continuación, se presenta un esquema de la fuerza de ensamble Figura 3.35.

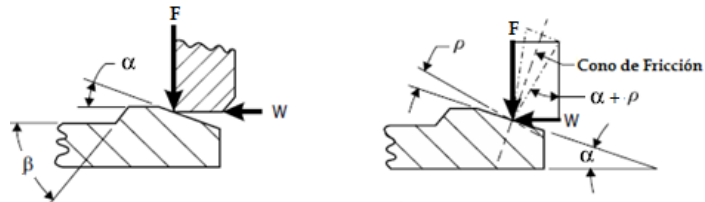


Figura 3.35. Variables para determinar la fuerza de ensamble [16].

NOTA: La fuerza de desensamble también puede ser calculada mediante la ecuación 24, solo que el ángulo que debe ocuparse es el de retención (β).

4. DISEÑO DE DETALLE DEL PORTA LATAS.

4.1 Cliente

El grupo 5 de la materia de diseño de manufactura asistido por computadora, pertenecientes a la Facultad de Ingeniería de la UNAM, realizó el diseño conceptual del sujetador de latas. En la figura 4.1 se muestran los dos conceptos propuestos, los cuales fueron nombrados A y B para diferenciarlos. Ambos porta latas constan de un engrane que actúa como base, el propósito es que la lata que se encuentra sujeta, gire dentro del refrigerador para que su enfriamiento sea lo más rápido posible. El giro de la lata se logrará a través de un sistema planetario epicíclico, el cual ya está definido, pues previamente el grupo 5, determinó la configuración del sistema planetario, es decir, el número de dientes que debe tener cada engrane para que el porta latas que tendrá la función del engrane planeta tenga una velocidad de 400 rpm.

El concepto A contiene dos sistemas de ensamble, en la parte baja se encuentra el ajuste a presión o por interferencia y los tres brazos que sobresalen son los elementos de engarce. De lado derecho se observa un concepto que contiene solo un sistema de ensamble (Concepto B). Cabe mencionar que los conceptos A y B fueron realizados para una posición específica de la lata, en donde la boquilla queda hacia arriba una vez que se ensambla.

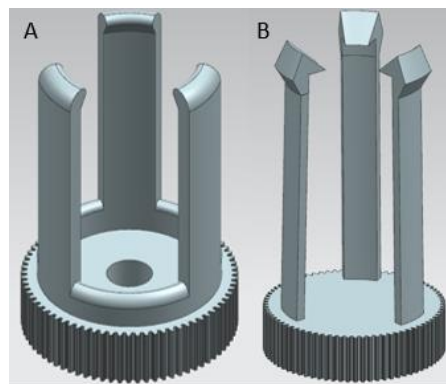


Figura 4.1. Diseño conceptual

Ambos conceptos presentan geometrías fuera de contexto, hay ángulos de 90° y dimensiones muy robustas. Es por ello que se conjuntaron para desarrollar un nuevo concepto que tuviera parte de los dos pero que el dimensionamiento fuera con las reglas de diseño para este tipo de sujeciones. También se puede observar que el engrane del concepto A presenta un orificio en la parte central. En la figura 4.2 se muestran los conceptos A y B seccionados, para notar la diferencia de los engranes.

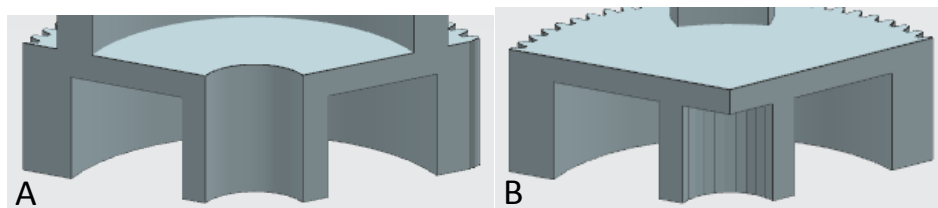


Figura 4.2. Engrane con y sin orificio.

Antes de comenzar con el diseño de detalle de los sistemas de sujeción, se analizaron ambos engranes para determinar cuál será la base para el porta latas. Finalmente se decidió trabajar con el engrane sin orificio (concepto B), pues conviene tener una pared que sirva como tope para que el eje que se ajustará en esa zona no invada el área donde estará la lata.

4.2 Lata metálica a sujetar

En el mercado existe una gran variedad de bebidas enlatadas, es por ello que se investigaron las presentaciones existentes para determinar sobre cual se podría diseñar el sistema de sujeción. El tamaño más común es la de 355 ml, sin embargo, se decidió utilizar una lata de 235 ml, como se muestra en la figura 4.3, debido a que sus dimensiones, permiten un diseño compacto del producto. Se considera que, al tratarse de un prototipo, realizar un diseño con estas dimensiones se pueden establecer guías de diseño que se podrán adecuar a otro tamaño de lata en particular.



Figura 4.3. Lata utilizada para el diseño

Se midió y modeló la lata en el software NX 10, figura 4.4.

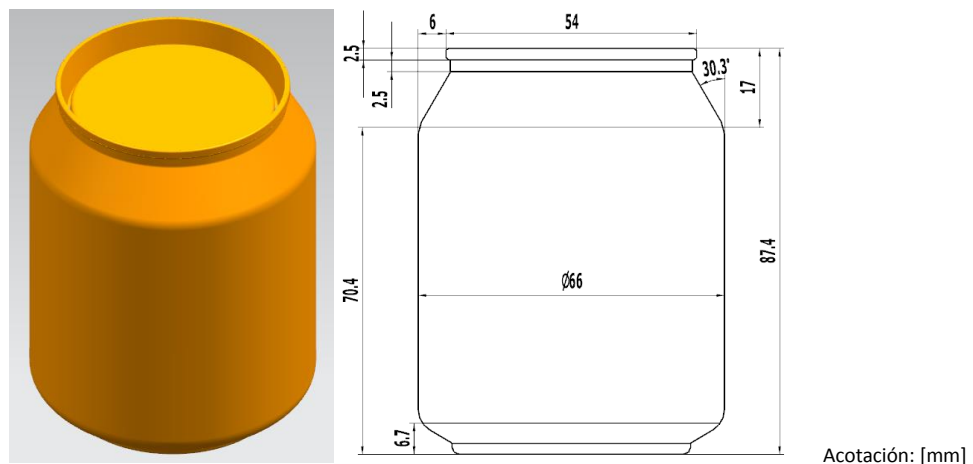


Figura 4.4. Modelo 3D de la lata creada en NX10.

Un diseño que contenga dos sistemas de ensamble (elemento de engarce y ajuste a presión) ayudará a tener mejor sujeción del producto durante su aplicación, se tomó en cuenta que el ajuste

a presión o por interferencia, ayudará a que la lata tenga una guía y un movimiento limitado en la parte inferior, además de que se reducirán las vibraciones durante el movimiento, con lo que se logrará reducir los esfuerzos en la pieza. Por otro lado, el elemento de engarce ayudará a que la lata no salga de su posición y no sufra un momento flexor durante el movimiento del dispositivo.

Se comenzó con el diseño del ajuste a presión o por interferencia. La propuesta fue realizar un concepto basado en el concepto A, donde la lata es ensamblada de tal forma que la boquilla queda hacia arriba.

4.3 Diseño de detalle del ajuste a presión con posición de la lata boca arriba.

Se inició con el diseño de detalle del ajuste a presión para cuando la lata es ensamblada boca arriba. Los cálculos se realizaron con las dimensiones que el ajuste a presión del concepto A presentaba, con ello se logró detectar las dimensiones erróneas y así realizar una serie de iteraciones para encontrar las dimensiones pertinentes para el ajuste a presión. En la figura 4.5 se muestran las dimensiones que el ajuste a presión del concepto A contiene.

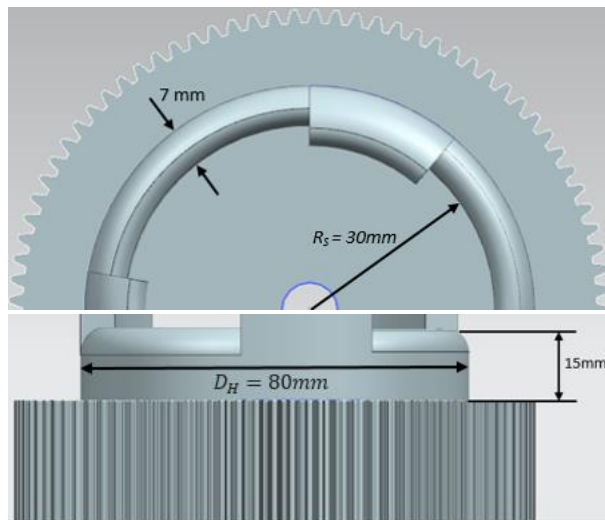


Figura 4.5. Dimensiones del ajuste a presión del diseño original.

El primer paso fue calcular la interferencia que tendrán la lata y el anillo para el ajuste. Se trata de un ajuste a presión mediante dos materiales diferentes, el sistema de ensamble mediante ajuste a presión es tratado como un buje de material polimérico y la lata actúa como un eje de metal, cuyo material es una aleación de aluminio 6061. De acuerdo a la teoría, tratándose de un buje de plástico y un eje de metal, la interferencia se calcula mediante la ecuación (8), que es:

$$I = \left[\frac{\sigma_d D_s}{E_H} \right] \left[\frac{G_F + \vartheta_H}{G_F} \right]$$

Para hacer uso de dicha ecuación, primero es necesario calcular el esfuerzo de diseño (σ_d) y el factor geométrico (G_F).

4.3.1 Cálculo del esfuerzo de diseño.

El cálculo del esfuerzo de diseño se realiza mediante la ecuación (6), del capítulo anterior. Para efectuar la operación, la ecuación depende del esfuerzo de cedencia del material (σ_y) y de un factor de seguridad. Para este caso, el cálculo se realizó con un factor de seguridad de 3, dado que el dispositivo estará sometido a varios ciclos constantemente, por lo que un factor de seguridad de 3 es el adecuado para cumplir esta función. Con respecto a la resistencia a la fluencia, ese dato se obtuvo de la hoja de datos del material (**Apéndice A**). Se sabe que el material a utilizar es un Celcon M15HP, por lo tanto, el valor del esfuerzo de cedencia encontrado es de 68 MPa. Teniendo estos valores se pasó al cálculo:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_t}{FS}$$
$$\sigma_d = \frac{68 [MPa]}{3} = 22.66 [MPa]$$

4.3.2 Cálculo del factor geométrico.

Para calcular el factor geométrico se utilizó la ecuación (5), del capítulo anterior. Como se había mencionado, la lata actúa como el eje de metal, por lo que se consideró que el diámetro del eje es de $D_S=66$ mm. Con respecto al diámetro exterior del buje (D_H), de la figura 4.4 se tiene que $D_H=80$ mm.

Con los datos mencionados y haciendo uso de la ecuación se obtuvo:

$$G_F = \frac{1 + [D_S/D_H]^2}{1 - [D_S/D_H]^2}$$
$$G_F = \frac{1 + [\frac{66}{80}]^2}{1 - [\frac{66}{80}]^2} = 5.26$$

Otros datos que se obtuvieron antes de usar la ecuación para el cálculo de la interferencia, fueron el módulo de elasticidad y la relación de Poisson de material con que el porta latas será desarrollado. El módulo de elasticidad de igual manera se obtuvo de la hoja de datos (**Apéndice B**), por lo que se sabe que para el Celcon M15HP es de 2800 [MPa]. La relación de Poisson fue un dato que se tuvo que obtener de la base de datos del software Autodesk Simulation Moldflow Adviser 2017 es de $\nu_H=0.364$. Teniendo todos los datos se pudo obtener la interferencia diametral.

$$I = \left[\frac{\sigma_d D_S}{E_H} \right] \left[\frac{G_F + \nu_H}{G_F} \right]$$
$$I = \left[\frac{(22.66 \times 10^6 [Pa])(66 [mm])}{2800 \times 10^6 [Pa]} \right] \left[\frac{5.26 + 0.364}{5.26} \right] = 0.57 (mm)$$

Por lo tanto, se tiene que la interferencia diametral será de 0.57 [mm]. Este valor indica que el diámetro interno del buje será 0.57 (mm) más pequeño que el diámetro de la lata que actuará como eje, es decir, el diámetro interno del buje (d_h) es:

$$d_H = 66(mm) - 0.57(mm) = \mathbf{65.43 (mm)}$$

Teniendo la interferencia diametral se le realizó la modificación al concepto A.

4.3.3 Cálculo de la fuerza de ensamble.

Para calcular la fuerza de ensamble, primero se calculó la presión que se requiere para efectuar el ensamble usando la ecuación 11. A continuación se presenta el cálculo de la presión de ensamble:

$$P = \frac{\sigma_d}{G_F}$$
$$P = \frac{22.66 [MPa]}{5.26}$$
$$P = \mathbf{4.30 [MPa]}$$

Otras variables que se necesitan, además de la presión de ensamble (P), para hacer uso de la ecuación 10 y poder calcular la fuerza de ensamble para el ajuste a presión, son el coeficiente de fricción (μ), el diámetro del eje (D_S) y la longitud de contacto entre el buje y el eje una vez que se ensamblan (L). El coeficiente de fricción se obtuvo de la tabla 4, el valor que se propuso fue de $\mu=0.2$. El diámetro del eje se manejó en los cálculos anteriores y es de $D_S=66\text{mm}$.

Para obtener la longitud de contacto (L) se realizó un corte con la lata ensamblada y las mediciones se realizaron con ayuda del software. En la figura 4.6 se observa dicho corte y un acercamiento donde se aprecia la altura donde el anillo empieza a hacer contacto con la lata y la longitud de contacto.

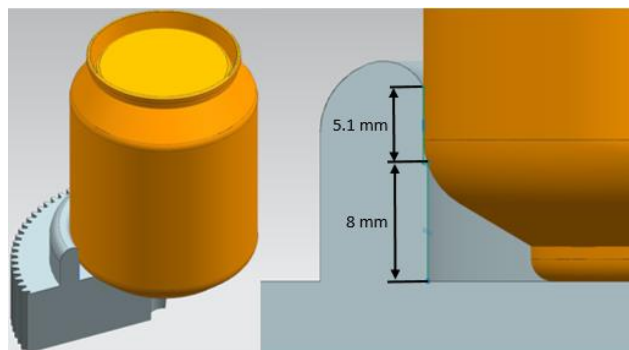


Figura 4.6. Longitud de contacto entre la lata y el anillo.

La altura a la que el ajuste a presión comienza a tocar la lata es a los 8mm (Figura 53). A partir de ahí la longitud de contacto entre la lata y el anillo es de $L=5.1mm$. Finalmente, se realizó el cálculo de la fuerza de ensamble y a continuación se presentan las operaciones realizadas.

$$F = \pi \mu P D b_s L$$

$$F = \pi(0.2)(4.30 \times 10^6)(0.066)(0.0051)$$

$$F = 909.41 \text{ [N]}$$

Analizando el resultado, se concluyó que es una fuerza muy elevada para que un usuario la ejerza, pues previamente se realizó un experimento para determinar la fuerza promedio que ejerce una persona y los resultados oscilan entre 6[N] y 41[N], según sea la aplicación.

4.4 Experimento para determinar la fuerza promedio de ensamble.

Era necesario conocer un valor de la fuerza de ensamble y desensamble como parámetro para utilizarse en el porta latas. Se revisaron una serie de actividades en las que una persona ejerce alguna fuerza para la utilización de algún dispositivo o producto, tales como; presionar un botón para abrir la puerta de un horno de microondas, dar vuelta a una manija para abrir una puerta, destapar una botella de alguna bebida, retirar una tapa de una lata de algún producto en aerosol, etc. En todas las actividades antes mencionadas, los productos están diseñados de tal forma que los usuarios puedan utilizarlos sin mayores complicaciones, por lo tanto, para este caso, se debía diseñar un producto en el cual la fuerza aplicada para su funcionamiento, fuera similar a las fuerzas que se usan en las aplicaciones anteriores. Debido a la similitud de la aplicación, se consideró tomar como parámetro la fuerza necesaria que una persona debe aplicar para retirar y colocar una tapa de una lata de un producto en aerosol (desodorante, pintura, spray, etc.) Se consideró que si para el porta latas se obtiene un valor de la fuerza de ensamble y desensamble, tanto para el ajuste a presión como para los elementos de engarce, cercana a la necesaria para colocar o retirar una tapa de alguno de los productos antes mencionado, se puede lograr que cualquier persona (niños a partir de cierta edad) pueda hacer uso del dispositivo.

Para medir esta fuerza fue necesario realizar un experimento, el cual consistió en medir la fuerza que el usuario necesita aplicar para colocar y retirar tapas de productos en aerosol de distintos tamaños y diseños. Los productos ocupados se muestran en la figura 4.7.



Figura 4.7. Productos en aerosol.

Con la ayuda de un dinamómetro, se midió la fuerza requerida para ensamblar y desensamblar la tapa en la lata de cada uno de los diferentes productos (desmoldante, fijador para cabello en spray, espuma moldeadora, desodorante para pies, desodorante en aerosol de mujer, desodorante en aerosol de hombre y tinta para zapatos). En las figuras 4.8 y 4.9 se muestran las mediciones.



Figura 4.8. Medición de la fuerza desensamblable de distintos productos con un dinamómetro.



Figura 4.9. Medición de la fuerza de ensamble de distintos productos con un dinamómetro.

Para cada producto se realizaron 5 eventos para ensamble y 5 eventos para desensamble, finalmente se tomó el promedio como valor de referencia de cada producto. Los resultados fueron los siguientes:

DESMOLDANTE		
Evento	Fuerza Ensamble [N]	Fuerza Desensamble [N]
1	32	20
2	31	20
3	30	20
4	33	20
5	29	21
Promedio	31	20.2

FIJADOR PARA CABELLO		
Evento	Fuerza Ensamble [N]	Fuerza Desensamble [N]
1	42	41
2	41	40
3	40	41
4	42	40
5	42	39
Promedio	41.4	40.2

ESPUMA MOLDEADORA		
Evento	Fuerza Ensamble [N]	Fuerza Desensamble [N]
1	18	20
2	19	17
3	20	17
4	18	16
5	18	16
Promedio	18.6	17.2

DESODORANTE PARA PIES		
Evento	Fuerza Ensamble [N]	Fuerza Desensamble [N]
1	7	6
2	7	6
3	8	6
4	6	6
5	7	6
Promedio	7	6

DESODORANTE EN AEROSOL MUJER		
Evento	Fuerza Ensamble [N]	Fuerza Desensamble [N]
1	41	39
2	40	41
3	39	38
4	39	38
5	36	40
Promedio	39	39.2

DESODORANTE EN AEROSOL HOMBRE		
Evento	Fuerza Ensamble [N]	Fuerza Desensamble [N]
1	42	41
2	39	40
3	36	40
4	41	40
5	40	40
Promedio	39.6	40.2

TINTA PARA ZAPATOS		
Evento	Fuerza Ensamble (N)	Fuerza Desensamble (N)
1	17	21
2	18	20
3	19	20
4	18	18
5	18	18
Promedio	18	19.4

Se puede apreciar que casi todos los productos tuvieron valores muy similares tanto en ensamble y desensamble. Los productos donde la fuerza requerida no fue tan elevada como para producir una fatiga o demasiado esfuerzo para el usuario al colocar y retirar las tapas, fueron en la espuma moldeadora y en la tinta para zapatos. Con ello se consideró que, si se aplica una fuerza ligeramente por debajo de alguna de estas dos aplicaciones, se lograría que el manejo del porta latas sea fácil y confortable. Por lo tanto, se consideró que si un usuario aplica una fuerza de 15 [N], la lata se ensamblará y el usuario podrá ensamblar varias latas sin sufrir un cansancio excesivo.

En base al anterior experimento, se propuso redimensionar el ajuste a presión para corregir la fuerza de ensamble calculada. Se determinó hacer una serie de iteraciones hasta llegar a las dimensiones adecuadas que proporcionarían una fuerza de ensamble que una persona pueda ejercer.

4.5 Redimensionamiento del ajuste a presión.

Para disminuir la fuerza de ensamble fue necesario reducir la presión de ensamble, la cual depende de un factor geométrico. Este factor geométrico a su vez depende del diámetro del eje y del diámetro exterior del buje. El diámetro del eje para todos los cálculos fue el mismo, pues es algo que no se puede variar ($D_S=66\text{mm}$). La variable que se decidió cambiar fue el diámetro exterior de buje (D_H). Al cambiar esta dimensión el espesor del anillo será más delgado y por lo tanto la presión y fuerza de ensamble se reducirán.

En la tabla 5 se muestran los cálculos de los factores geométricos, donde el diámetro externo se fue haciendo más pequeño. Se sabe que el diámetro externo del concepto A es de 80mm, por lo tanto su espesor, sin considerar la interferencia, es de 7mm. Para las siguientes iteraciones se decidió reducir el diámetro exterior de tal forma que el espesor, sin considerar la interferencia, quedara de 5, 3 y 1 milímetros.

$D_H=76\text{mm}$	$D_H=72\text{mm}$	$D_H=68\text{mm}$
$G_{F_1} = \frac{1 + [D_S/D_H]^2}{1 - [D_S/D_H]^2}$	$G_{F_2} = \frac{1 + [D_S/D_H]^2}{1 - [D_S/D_H]^2}$	$G_{F_3} = \frac{1 + [D_S/D_H]^2}{1 - [D_S/D_H]^2}$
$G_{F_1} = \frac{1 + [\frac{66}{76}]^2}{1 - [\frac{66}{76}]^2} = \mathbf{7.13}$	$G_{F_2} = \frac{1 + [\frac{66}{72}]^2}{1 - [\frac{66}{72}]^2} = \mathbf{11.52}$	$G_{F_3} = \frac{1 + [\frac{66}{68}]^2}{1 - [\frac{66}{68}]^2} = \mathbf{33.50}$

TABLA 5. Cálculo de factores geométricos utilizando diferentes espesores.

Como se observa, el valor del factor geométrico va aumentando conforme el espesor del ajuste a presión va disminuyendo, por lo tanto, es conveniente utilizar un espesor delgado para obtener un factor de seguridad elevado que haga que la presión de ensamble se reduzca.

Para calcular las respectivas interferencias, los resultados de la tabla anterior fueron ocupados. En la tabla 6 se muestra el cálculo de las interferencias.

Factor geométrico 1, donde el diámetro exterior es $D_H=76\text{mm}$
$I_1 = \left[\frac{\sigma_d D_S}{E_H} \right] \left[\frac{G_{F_1} + \vartheta_H}{G_F} \right]$
$I_1 = \left[\frac{(22.66 \times 10^6 [\text{Pa}])(66 [\text{mm}])}{2800 \times 10^6 [\text{Pa}]} \right] \left[\frac{7.13 + 0.364}{7.13} \right] = \mathbf{0.56 \text{ (mm)}}$
Factor geométrico 2, donde el diámetro exterior es $D_H=72\text{mm}$
$I_2 = \left[\frac{\sigma_d D_S}{E_H} \right] \left[\frac{G_{F_2} + \vartheta_H}{G_F} \right]$
$I_2 = \left[\frac{(22.66 \times 10^6 [\text{Pa}])(66 [\text{mm}])}{2800 \times 10^6 [\text{Pa}]} \right] \left[\frac{11.52 + 0.364}{11.52} \right] = \mathbf{0.55 \text{ (mm)}}$
Factor geométrico 3, donde el diámetro exterior es $D_H=68\text{mm}$
$I_3 = \left[\frac{\sigma_d D_S}{E_H} \right] \left[\frac{G_{F_3} + \vartheta_H}{G_F} \right]$
$I_3 = \left[\frac{(22.66 \times 10^6 [\text{Pa}])(66 [\text{mm}])}{2800 \times 10^6 [\text{Pa}]} \right] \left[\frac{33.50 + 0.364}{33.50} \right] = \mathbf{0.53 \text{ (mm)}}$

TABLA 6. Cálculo de interferencias con los nuevos factores geométricos.

Con estos resultados se pasó a calcular los diámetros internos del ajuste a presión. En la tabla 7 se observan los respectivos cálculos.

Interferencia I_1	$d_H = 66(mm) - 0.56(mm) = \mathbf{65.44 (mm)}$
Interferencia I_2	$d_H = 66(mm) - 0.55(mm) = \mathbf{65.45 (mm)}$
Interferencia I_3	$d_H = 66(mm) - 0.53(mm) = \mathbf{65.47 (mm)}$

TABLA 7. Diámetro interno del buje considerando las interferencias

Como se puede observar, en los tres cálculos la interferencia tiene una mínima variación. El siguiente paso fue calcular cuanta presión de ensamble se requiere para cada una de las nuevas interferencias. En la tabla 8, se presentan los cálculos:

Para el factor geométrico 1	Para el factor geométrico 2	Para el factor geométrico 3
$P = \frac{\sigma_d}{G_F}$ $P = \frac{22.66 [MPa]}{7.13}$ $P = \mathbf{3.17 [MPa]}$	$P = \frac{\sigma_d}{G_F}$ $P = \frac{22.66 [MPa]}{11.52}$ $P = \mathbf{1.96 [MPa]}$	$P = \frac{\sigma_d}{G_F}$ $P = \frac{22.66 [MPa]}{33.50}$ $P = \mathbf{0.67 [MPa]}$

TABLA 8. Cálculo de la presión de ensamble.

Se puede observar como la presión de ensamble bajó considerablemente. Como se había previsto, la presión más baja se obtuvo cuando el espesor del ajuste a presión es de 1mm (sin considerar la interferencia). Con estas presiones, se realizó el cálculo de las fuerzas de ensamble que se presentan en la tabla 9:

Fuerza de ensamble 1	$F_1 = \pi \mu P D_S L$ $F_1 = \pi(0.2)(3.17 \times 10^6)(0.066)(0.0051)$ $F_1 = \mathbf{670.42 [N]}$
Fuerza de ensamble 2	$F_2 = \pi \mu P D_S L$ $F_2 = \pi(0.2)(1.9 \times 10^6)(0.066)(0.0051)$ $F_2 = \mathbf{414.52 [N]}$
Fuerza de ensamble 3	$F_3 = \pi \mu P D_S L$ $F_3 = \pi(0.2)(0.67 \times 10^6)(0.066)(0.0051)$ $F_3 = \mathbf{141.69 [N]}$

TABLA 9. Cálculo de la fuerza de ensamble.

La fuerza más baja nuevamente se obtuvo con el diámetro exterior de 68mm ($F_3 = 141.69 [N]$), es decir, donde el espesor es de 1mm. Es una fuerza que todavía se puede reducir, pues hay que recordar que el cálculo se realizó con la longitud de contacto que el concepto A presentaba ($L=5.1mm$).

Para reducir más la fuerza, se propuso hacer una variación de la longitud de contacto, para ellos se creó una tabla donde el primer cálculo se realizó con una longitud de contacto de 1mm y para los siguientes, la variación fue de un milímetro en un milímetro. A continuación, se presenta dicha tabla.

$F = \pi \mu P D_S L$	
L=1[mm]=0.001 [m]	L=2[mm]=0.002 [m]
$F = \pi \mu P D_S L$ $F = \pi(0.2)(0.67 \times 10^6)(0.066)(0.001)$ F = 27.78 [N]	$F = \pi \mu P D_S L$ $F = \pi(0.2)(0.67 \times 10^6)(0.066)(0.002)$ F = 55.56 [N]
L=3[mm]=0.003 [m]	L=4[mm]=0.004 [m]
$F = \pi \mu P D_S L$ $F = \pi(0.2)(0.67 \times 10^6)(0.066)(0.003)$ F = 83.35 [N]	$F = \pi \mu P D_S L$ $F = \pi(0.2)(0.67 \times 10^6)(0.066)(0.004)$ F = 111.13 [N]

TABLA 10. Cálculo de la fuerza de ensamble variando la longitud de contacto (L).

Como se puede observar, la fuerza donde la longitud de contacto es de 1 mm, es la que más se ajusta al rango obtenido en el experimento realizado. Es por ello que dicha fuerza se consideró la más adecuada para que un usuario ensamble la lata en el ajuste a presión.

La interferencia de un milímetro de contacto que tendrá la lata y el ajuste a presión puede colocarse en cualquier parte de cuerpo de la lata, tal y como se muestra es la figura 4.10.

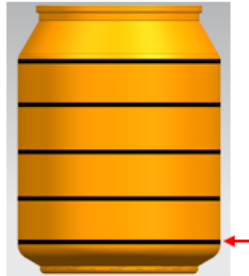


Figura 4.10. Zonas en las que podría ponerse la interferencia

Como se observa, la altura del ajuste a presión dependerá de donde se coloque la interferencia. Para este concepto, se decidió poner dicha interferencia en la parte baja de la lata, exactamente donde comienza la curvatura, esto porque es la parte más dura de la lata, lo cual podría ayudar a que la lata no se abolle cuando se esté ejerciendo la interferencia.

Finalmente, se generó el modelo en el software NX con las dimensiones utilizadas para conseguir dicha fuerza. En la figura 4.11 se presenta el concepto final. Cabe recordar que se optó utilizar el engrane sin orificio.

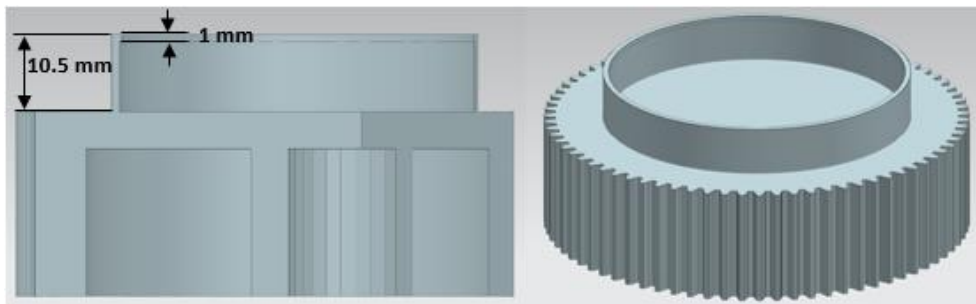


Figura 4.11. Diseño final del ajuste a presión o por interferencia

Una vez que se finalizó el diseño conceptual del ajuste a presión para cuando la lata queda ensamblada con la boquilla hacia arriba, se realizó otro concepto. La variante es hacer el concepto para cuando la lata sea ensamblada al revés, esto para hacer una comparación y determinar cuál es la posición de ensamble adecuada que genera una menor fuerza.

4.6 Diseño de detalle del ajuste a presión con posición de la lata boca abajo.

Para la propuesta en que la lata se ensambla al revés, se tomó como base el engrane del concepto A. Enseguida se definieron las primeras dimensiones, por ejemplo, para este caso, la parte de la lata que actuará como eje es el anillo que se encuentra exactamente en la parte superior y que tiene un diámetro menor al que se manejó en el concepto anterior. El diámetro del eje en este concepto es $D_S = 54mm$. En la figura 4.12 se muestra la nueva posición de la lata con sus respectivas dimensiones.

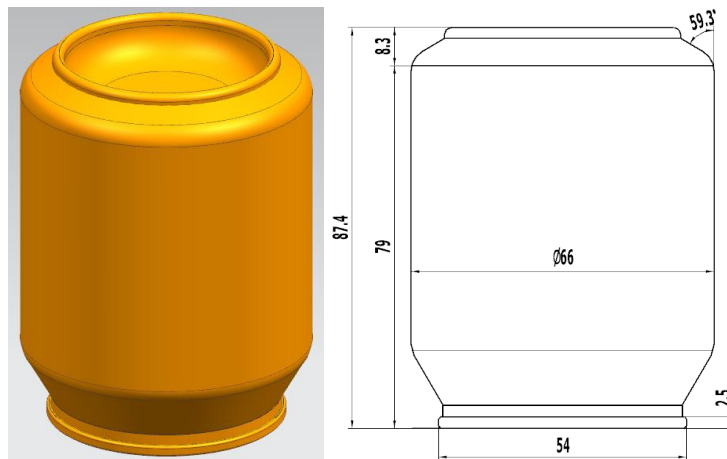


Figura 4.12. Segunda posición de ensamble

Los cálculos que a partir de este punto se realizaron fueron utilizando las mismas ecuaciones que se utilizaron en el concepto anterior. Nuevamente se considera que el ajuste a presión o actúa como un buje de plástico y la lata como un eje de metal, por lo tanto, se ocupó la ecuación 8 para calcular la interferencia diametral.

Antes de ocupar dicha ecuación, se sabe que es necesario calcular el esfuerzo de diseño (σ_d) y el factor geométrico (G_F). Para este caso, el esfuerzo de diseño es igual al que se calculó en el concepto anterior ($\sigma_d = 22.66 [MPa]$) puesto que el esfuerzo de cedencia y el factor de seguridad son los mismos. Lo que si se debió calcular para este concepto es el factor geométrico (G_F), pues el valor cambia debido a las nuevas dimensiones.

4.6.1 Cálculo del factor geométrico

Con la ecuación 5, se determinó el valor del factor geométrico. Se propuso hacer tres iteraciones variando nuevamente el diámetro exterior del buje D_H . Para este concepto el diámetro del eje es

de $D_S = 54\text{mm}$, por lo que la variación de D_S , sin considerar la interferencia, fue para obtener espesores de 5, 3 y 1 milímetro. Con un diámetro del eje de 54mm y un diámetro exterior de buje de 64, se consiguió el espesor de 5mm, con el mismo diámetro del eje, pero con un diámetro exterior de buje de 60mm se consiguió el espesor de 3mm y finalmente, con un diámetro exterior de buje de 56mm y la misma dimensión del eje se consiguió el espesor de 1mm. En la tabla 11 se presentan los resultados obtenidos.

$D_H = 64\text{mm}$	$D_H = 60\text{mm}$	$D_H = 56\text{mm}$
$G_{F_1} = 5.94$	$G_{F_2} = 9.52$	$G_{F_3} = 27.50$

TABLA 11. Cálculo de factores geométricos utilizando diferentes espesores.

Con estos valores se obtuvo la interferencia diametral para cada caso. Para el módulo de elasticidad y la relación de Poisson se ocuparon los mismos valores, pues el material es el mismo (Celcon M15HP).

- Módulo de elasticidad igual a 2800 [MPa].
- Relación de Poisson igual a $\nu_H = 0.364$.

4.6.2 Cálculo de la interferencia y la fuerza de ensamble

Teniendo los datos se pasó al cálculo de la interferencia. En la tabla 12 se muestran los resultados:

Factor geométrico 1, donde el diámetro exterior es $D_H = 64\text{mm}$
$I_1 = 0.46 \text{ (mm)}$
Factor geométrico 2, donde el diámetro exterior es $D_H = 60\text{mm}$
$I_2 = 0.45 \text{ (mm)}$
Factor geométrico 3, donde el diámetro exterior es $D_H = 56\text{mm}$
$I_3 = 0.44 \text{ (mm)}$

TABLA 12. Cálculo de interferencias para el segundo concepto.

Con estos resultados se calcularon los diámetros internos del ajuste a presión. En la tabla 13 se presentan los resultados obtenidos:

Interferencia I_1	$d_H = 54(\text{mm}) - 0.46(\text{mm}) = 53.54 \text{ (mm)}$
Interferencia I_2	$d_H = 54(\text{mm}) - 0.45(\text{mm}) = 53.55 \text{ (mm)}$
Interferencia I_3	$d_H = 54(\text{mm}) - 0.44(\text{mm}) = 53.56 \text{ (mm)}$

TABLA 13. Diámetro interno del buje considerando las interferencias

Como se puede observar, la interferencia tiene una mínima variación en los tres casos. El siguiente paso fue calcular cuanta presión de ensamble se requiere para cada una de las interferencias. En la tabla 14 se presentan los resultados:

Para el factor geométrico 1	Para el factor geométrico 2	Para el factor geométrico 3
$P = 3.81 \text{ [MPa]}$	$P = 2.38 \text{ [MPa]}$	$P = 0.82 \text{ [MPa]}$

TABLA 14. Cálculo de la presión de ensamble.

Se puede observar como la presión de ensamble bajó considerablemente. Como se había previsto, la presión más baja se obtuvo cuando el espesor del ajuste a presión es de 1mm (sin considerar la interferencia).

Para calcular la fuerza de ensamble, no solo se necesitaron las presiones antes calculadas, sino también la longitud de contacto. Para este concepto no fue necesario hacer varios cálculos con diferentes longitudes de contacto. La longitud de contacto que se propuso fue de 1 mm.

Los resultados de las fuerzas de ensamble que se presentan en la tabla 15:

Fuerza de ensamble 1	$F_1 = 129.27 \text{ [N]}$
Fuerza de ensamble 2	$F_2 = 80.75 \text{ [N]}$
Fuerza de ensamble 3	$F_3 = 27.82 \text{ [N]}$

TABLA 15. Cálculo de la fuerza de ensamble.

Se decidió trabajar con la fuerza de ensamble más baja, que se presentó con el diámetro externo que proporciona un espesor de 1mm. Para este concepto se decidió que la interferencia quedara como se muestra en la figura 4.13.

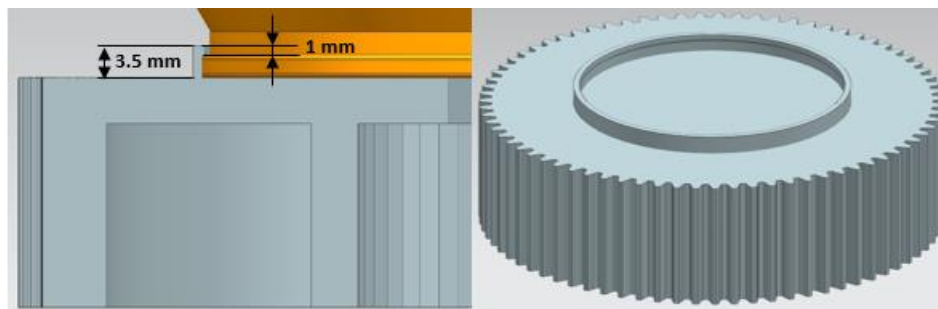


Figura 4.13. Segundo concepto del ajuste a presión

En la siguiente sección se muestra el diseño de detalle del elemento de engarce. De igual forma, se propuso hacer dos conceptos, uno para cuando la lata sea ensamblada boca arriba y otro para cuando sea boca abajo.

4.7 Diseño de detalle del elemento de engarce con posición de la lata boca arriba.

El tener las acotaciones de la lata (figura 4.3) sirvió para empezar a definir algunas dimensiones del porta latas para cuando la lata es ensamblada con la boquilla hacia arriba.

Las primeras dimensiones que se lograron definir desde un principio fueron la longitud de la viga (L_v) y la deflexión (y). Se decidió que la longitud de la viga fuera de $L_v=70.4\text{mm}$, es decir, la distancia que hay desde la parte baja hasta la parte donde el diámetro mayor empieza a tomar ángulo y que la deflexión mínima para poder liberar la lata fuera de $y =6\text{mm}$. Estos 6mm es la misma altura que deben tener las protuberancias de los elementos de engarce.

Antes de seguir con el diseño de detalle, en la figura 4.14 se observa como se ve el ensamble de la lata en los conceptos A y B respectivamente.

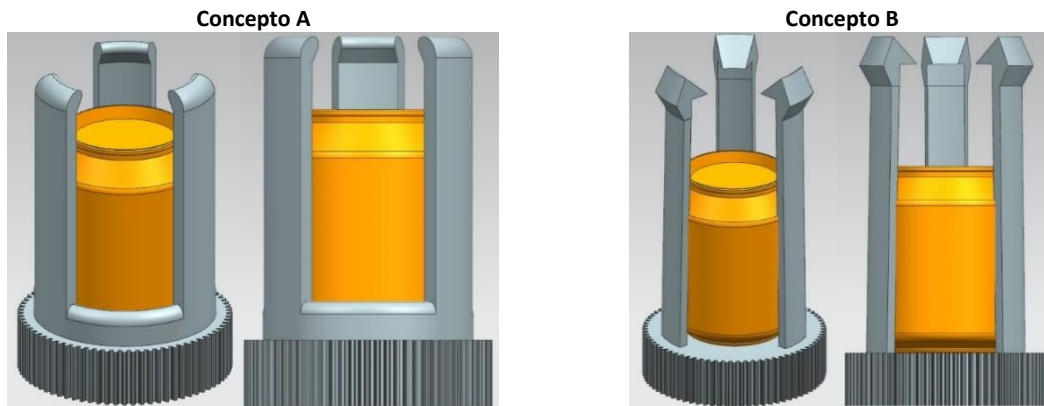


Figura 4.14. Ensamble de la lata en los modelos originales.

Se observa como las longitudes de las vigas de los elementos de engarce no se ajustan a las dimensiones de la lata, esto porque ambos conceptos fueron planeados para una lata más grande, por lo tanto, se decidió acortar la longitud de las tres vigas de los elementos de engarce a la longitud que se había definido previamente ($L_v=70.4\text{mm}$).

También se optó porque los elementos de engarce no tuvieran una inclinación y que fueran como en el concepto A. El diámetro interno, tanto del concepto A como del B, es de 66mm, es decir, no es necesario modificarlo ya que se ajusta perfectamente al diámetro mayor de la lata.

De aquí en adelante se empezó a aplicar la teoría de diseño, lo primero que se realizó fue determinar el tipo de elemento de engarce (reversible o irreversible). Basándose en la teoría, se concluyó que el nuevo concepto debe ser del tipo reversible, pues se requiere que la lata pueda ser ensamblada y desensamblada las veces que sea necesario. Con los elementos de engarce reversibles se tiene la certeza de que el usuario podrá ensamblar y desensamblar su bebida enlatada de una manera fácil y sin complicaciones.

Analizando los conceptos A y B, se puede determinar que el concepto A intentó ser un método reversible, pero tiene un defecto muy importante, no tiene ángulos de inserción, figura 4.15, por lo que sería complicado ensamblar la lata.

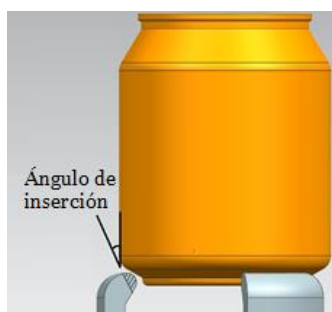


Figura 4.15. Se requiere un ángulo de inserción para ensamblar la lata.

El ángulo de retención que presenta en el concepto, se adecua para que sea un ensamble reversible, debido a que el ángulo es aproximadamente de 30° y está dentro del rango para poder desensamblar la lata. Además, este ángulo se acopla bien en esa zona con la lata. En la figura 4.16 se muestra lo antes mencionado.

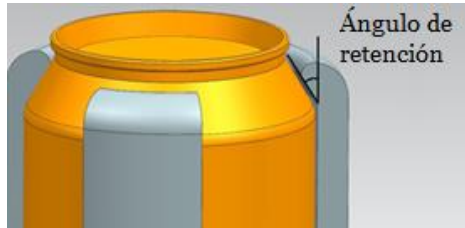


Figura 4.16. Ángulo de retención adecuado.

Con respecto al concepto B, el ángulo de inserción que presenta no es el adecuado para un ensamble, prácticamente es el doble de lo permitido. El ángulo de 60° que tiene podría funcionar, pero la fuerza de ensamble requerida sería demasiada, cosa que al usuario no le beneficia. En la figura 4.17 se observa dicho ángulo.



Figura 4.17. Ángulo de inserción incorrecto.

En este concepto, el ángulo de retención pertenece a un ensamble irreversible, para la aplicación que se requiere, el ángulo de 90° no sirve ya que la lata nunca saldría una vez que se ensambla. En la figura 4.18 se observa el ángulo.

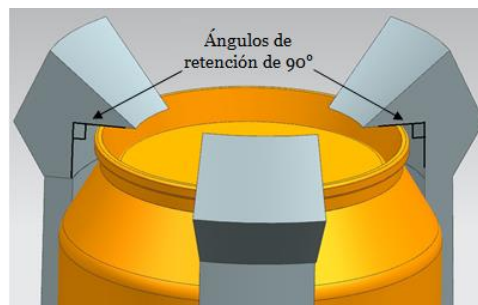


Figura 4.18. Ángulos de retención de 90° inservibles para esta aplicación.

4.7.1 Selección del tipo de sección transversal

Se analizaron los distintos tipos de sección transversal que se mencionaron en el capítulo anterior para determinar cuál era el adecuado para acoplarse con la lata.

Los conceptos A y B presentan secciones transversales anulares. Para el nuevo concepto se determinó usar el mismo tipo de sección transversal, pues es la forma que mejor se ajusta al cuerpo de la lata. En la figura 4.19, se muestra como se acoplarían a la lata los tres tipos de secciones transversales que se presentaron en la figura 3.33.

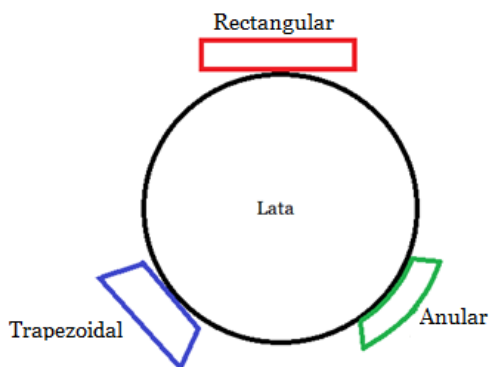


Figura 4.19. Acoplamiento de los diferentes tipos de sección transversal.

Como se dijo, el mejor tipo de sección transversal para que la lata se acople, es la sección anular. Se puede observar que es la sección que más área de contacto tiene con la lata, las secciones rectangular y trapezoidal solo hacen contacto en un punto.

4.7.2 Asignación del material

Como se mencionó en el capítulo 2.3, la propuesta de material para la fabricación de este producto es el acetal, específicamente un Celcon M15HP cuyo proveedor es la empresa Celanese.

Los alumnos del grupo 5 de CAD/CAM, determinaron utilizar dicho material debido a las propiedades que presenta y que ya se observaron en la TABLA 2. Para conocer mejor las características de este material en el **Apéndice A**, se muestra su hoja de especificaciones.

4.7.3 Módulo secante del material

Para determinar el módulo secante del material se realizó lo siguiente. Primero se pensó en utilizar la ecuación 24, pero se descartó porque no se contaba con el esfuerzo secante del material. Enseguida se hizo uso de las gráficas que la hoja de datos del material proporciona, pero de igual manera resultó una complicación debido a la escala y definición que presentan. Finalmente se decidió aplicar la regla que la teoría marca, es decir, que el módulo secante equivale al 85% del módulo inicial (E_0). De la hoja de datos se obtuvo el módulo inicial (E_0).

Propiedades Mecánicas	Valor	Unidad	Norma de prueba
Módulo de elasticidad	2800	MPa	ISO 527-2/1A
Esfuerzo de Cedencia	68	MPa	ISO 527-2/1A
Deformación permisible	16	%	ISO 527-2/1A
Módulo de flexión (23°C)	2750	MPa	ISO 178

TABLA 17. Módulo inicial (E_0) o Módulo de elasticidad o Young (E).

Teniendo el módulo inicial (E_0) = 2800 [MPa], se hizo el siguiente cálculo:

$$\text{Módulo secante } (E_s) = 85\% \text{ del Módulo inicial } (E_0)$$

$$\text{Módulo secante } (E_s) = (0.85) (2800 \text{ [MPa]})$$

$$\text{Módulo secante } (E_s) = 2380 \text{ [MPa]}$$

4.7.4 Espesor de la viga para los elementos de engarce

Una vez que se determinó que los elementos de engarce tenían que ser de sección transversal anular, reversibles y que se obtuvo la deformación permisible y el módulo secante del material a utilizar, se prosiguió a determinar el espesor inicial de las vigas para los elementos de engarce.

Se usaron los dos criterios descritos en la teoría y se determinó cual era el más conveniente. El primer criterio que se utilizó fue el siguiente:

- El espesor inicial (d) debe ser de aproximadamente 50% o 60% el espesor de la pared perpendicular (d_p). Ver figura 3.23.

Para aplicar dicho criterio, se midió el espesor de la pared perpendicular. En la figura 4.20, se muestra que tanto la pared perpendicular del concepto A como del concepto B tienen un espesor de 5mm.

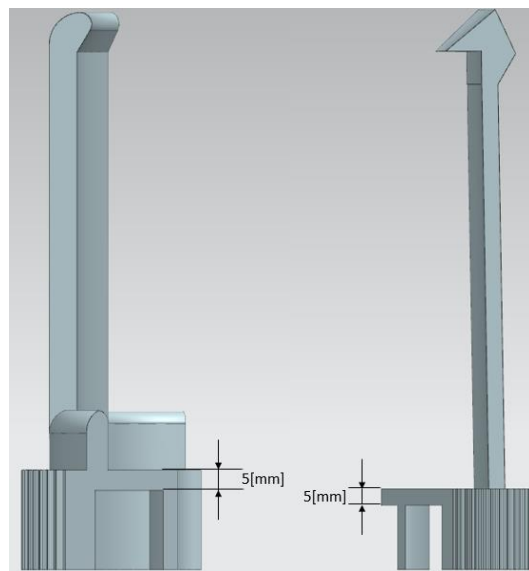


Figura 4.20. Ambos conceptos presentan el mismo espesor de pared.

Teniendo el espesor de la pared perpendicular se prosiguió a realizar el cálculo del espesor inicial de las vigas. Se propuso utilizar 60% del espesor de la pared perpendicular, ya que con ese porcentaje se obtendrá el máximo espesor inicial de la viga, el cual permitirá mejor fluidez del material. El cálculo es el siguiente:

- Espesor inicial de la viga (d) = 60% del espesor de la pared perpendicular (d_p)

$$d = 60\%(d_p)$$

$$d = 0.60(5 \text{ mm})$$

$$d = 3 \text{ [mm]}$$

El segundo criterio para determinar el espesor inicial fue utilizando la ecuación (15) y el resultado que se obtuvo fue lo siguiente.

$$d = \frac{2\varepsilon L_v^2}{3y}$$

La deformación permisible del material es de $\varepsilon=16\%$, la longitud de la viga es $L_v=70.4 \text{ mm}$ y la deflexión mínima que se desea es de $y=6 \text{ mm}$, sustituyendo estos valores en la ecuación se tiene:

$$d = \frac{2(0.16)(70.4 \text{ mm})^2}{3(6 \text{ mm})}$$

$$d = 88.10 \text{ [mm]}$$

Analizando los dos criterios para la obtención del espesor inicial de la viga, se observa que el segundo criterio arrojó un espesor muy grueso, que quedaría fuera del área transversal del engrane, que podría tener defectos superficiales y que además tendría que analizarse para determinar que fuerza de ensamble y desensamble se requiere, por lo que quedó descartado.

El primer criterio arrojó un espesor delgado (3 mm). Se decidió realizar las respectivas modificaciones con dicho espesor y se obtuvo lo que se muestra en la figura 4.21.

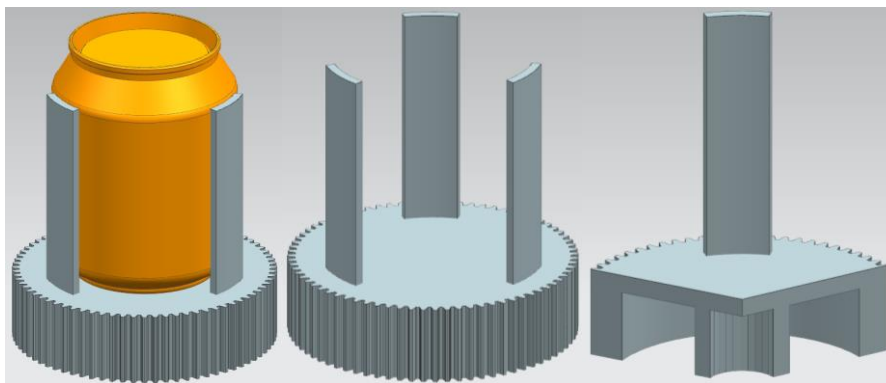


Figura 4.21. Espesor inicial usando el primer criterio.

4.7.5 Cálculo de los radios

Se empleó la ecuación 14 para determinar los radios que sirven para reducir la concentración de esfuerzos. Como dato se tenía el espesor inicial de los elementos de engarce ($d = 3$ [mm]). El resultado que se obtuvo fue el siguiente:

$$\begin{aligned}R &= 60\% d \\R &= 60\% (3 \text{ mm}) \\R &= \mathbf{1.8 \text{ mm}}\end{aligned}$$

4.7.6 Longitud de la viga (L_V)

La longitud de la viga fue una de las primeras dimensiones que se definió, no hay una ecuación en específico que diga como determinar dicha longitud, pero si hay un criterio que ayuda a saber si la longitud propuesta es adecuada. A continuación se enuncia el criterio y posteriormente se determinó si la longitud de viga propuesta es adecuada.

- La longitud de la viga (L_V) debe ser por lo menos de 5 veces el espesor de la viga ($5 \times d$), pero cerca de 10 veces el espesor ($10 \times d$) es preferido.

Para el diseño de detalle la longitud propuesta fue de $L_V=70.4$ y el espesor inicial de 3 mm. Aplicando el criterio se tiene:

$L_V=5$ veces el espesor	$L_V=10$ veces el espesor
$L_V=5(d)$	$L_V=10(d)$
$L_V=5(3\text{mm})$	$L_V=10(3 \text{ mm})$
$L_V=\mathbf{15 \text{ mm}}$	$L_V=\mathbf{30 \text{ mm}}$

Del lado izquierdo se presenta la mínima longitud que la viga debe tener, cosa que se cumple. Del lado derecho se muestra la longitud que se adecua más para el diseño, por lo que la longitud propuesta está por arriba.

4.7.7 Diseño de la protuberancia

Del plano de la lata que se realizó, se sabía que el ángulo donde se forma el cuello es de 30.3° . En primer lugar se realizó un bosquejo y se determinó que el ángulo de retención fuera aproximadamente igual al que se forma en esa zona, es decir que fuera de 30° debido a que se tiene la certeza de que la cara del ángulo de retención estará prácticamente en contacto con la lata lo cual asegura un mejor engarce. Si el ángulo fuera de 25° habría cerca de 5° de espacio entre ambas caras, cosa que podría tener problemas a la hora del funcionamiento.

Para el ángulo de inserción se propuso un ángulo de 25° , que es la mínima cantidad del rango que se describe en la teoría (figura 3.30). Se determinó usar la mínima cantidad para que la fuerza de ensamble también sea mínima y el usuario tenga la facilidad de hacerlo. En la figura 4.22 se observa el bosquejo de ambos ángulos.

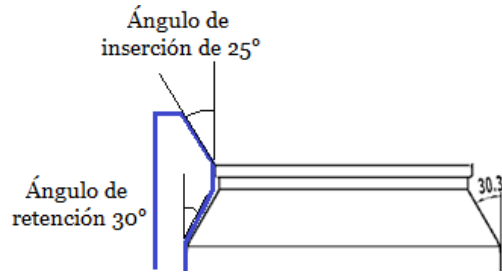


Figura 4.22. Ángulos inserción y retención.

Con respecto a la altura de la protuberancia, se sabe que ésta determina cuanto se tiene que flexionar el elemento de engarce para ensamblar o desensamblar según sea el caso. Como se mencionó al inicio, la cantidad mínima que los elementos deben flexionarse para este concepto es de 6 mm, en la figura 4.23 se ve un bosquejo donde se hace referencia a la altura de la protuberancia.

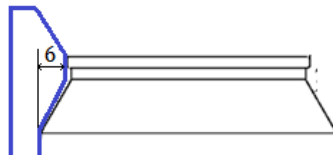


Figura 4.23. Altura de la protuberancia.

La longitud de la protuberancia (L_p) se determinó basándose nuevamente en el plano de la lata. Para determinar ésta dimensión no existe un criterio o ecuación que lo haga, solo deben tomarse en cuenta los ángulos de inserción y retención y determinar la longitud. El concepto al que se llegó fue el que se muestra en la figura 4.24, básicamente es el mismo que se presenta en el bosquejo que se hizo con los ángulos de inserción y retención (figura 4.22).

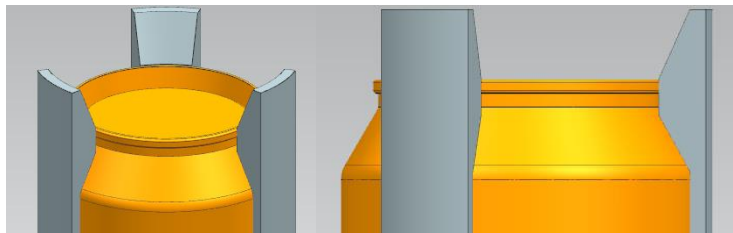


Figura 4.24. Protuberancia

4.7.8 Angulo anular (φ)

Con respecto al ancho de los elementos de engarce, la teoría menciona que el ancho estará dado mediante el ángulo anular de anchura cóncava que se tenga. El concepto A tiene un ángulo anular (φ) de 40°, mientras que el concepto B tiene un ángulo anular (φ) de 30° tal y como se muestra en la figura 4.25.

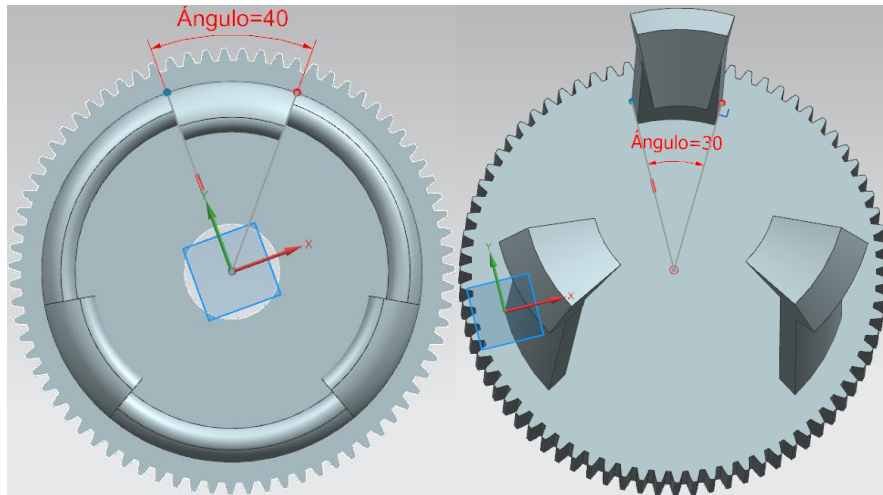


Figura 4.25. Ángulo anular de los conceptos A y B.

Los conceptos A y B contienen 3 elementos de engarce, por lo que es un requisito que el nuevo concepto también contenga 3 elementos de engarce.

Para definir el ángulo anular se ocuparon las gráficas 1 y 2 debido a que las curvas que presentan tienen relación con los distintos ángulos anulares que se pueden ocupar y que van desde 15° hasta 180° . Se propuso crear diferentes modelos utilizando los ángulos anulares de las gráficas y enseguida hacer una comparación para definir cuáles podrían ser útiles. Para no ocupar todos los ángulos de las gráficas, solo se realizaron los modelos con los tres primeros ángulos (15° , 30° , 45°).

En las siguientes figuras (4.26, 4.27 y 4.28), se muestran los modelos que se crearon en el software, se pensó que estos ángulos son los más adecuados para hacer una comparación pues con ellos la anchura del elemento de engarce queda de una dimensión no excesiva.

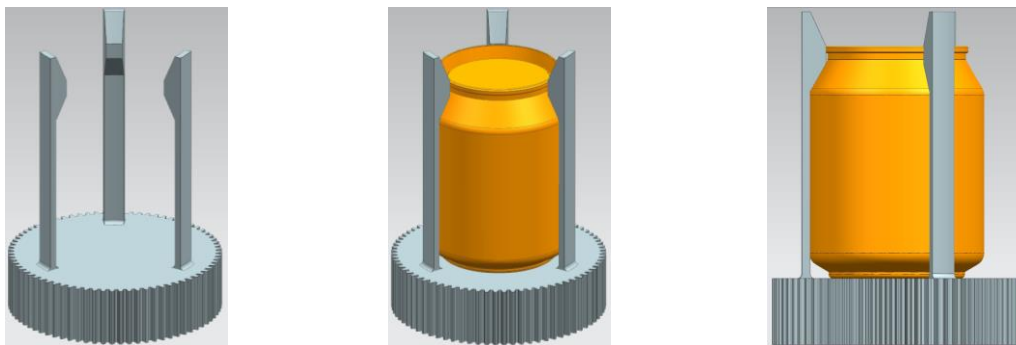


Figura 4.26. Elementos de engarce con ángulos anulares de 15°

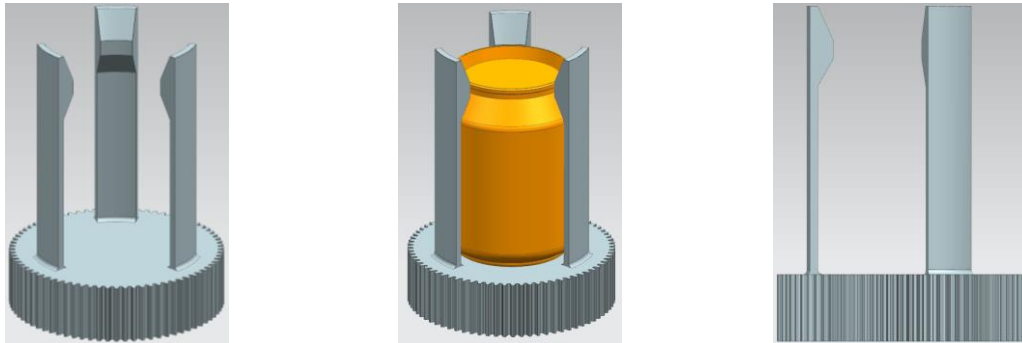


Figura 4.27. Elementos de engarce con ángulos anulares de 30°

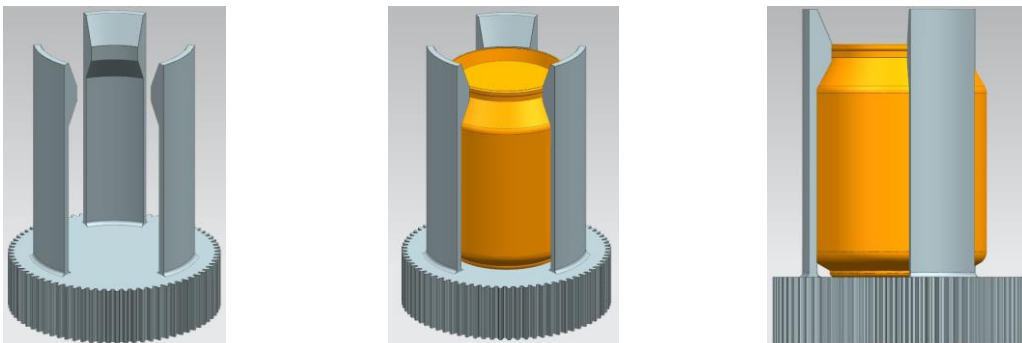


Figura 4.28. Elementos de engarce con ángulos anulares de 45°

Como se puede apreciar, el ángulo anular le da un aspecto muy diferente al porta latas. Los ángulos de 15° y 30° son los que proporcionan una anchura más delgada, lo que podría provocar que las fuerzas de flexión y de ensamble sean bajas y se tenga una mayor facilidad de ensamblar y desensamblar la lata. El ángulo de 45° aumenta el ancho del elemento de engarce lo cual podría hacer que el ensamble de la lata se dificulte debido al aumento de la fuerzas de flexión y ensamble.

4.7.9 Cálculo de la deformación para el concepto 1

Por medio de la ecuación 22, se realizó el cálculo para determinar la deformación que se llevara a cabo al desplazar la altura de la protuberancia (6 mm). A continuación se presenta el cálculo:

$$\varepsilon = 1.5 \frac{d \cdot y}{L_v^2}$$

$$\varepsilon = 1.5 \frac{(3 \text{ mm})(6 \text{ mm})}{70.4^2 \text{ mm}}$$

$$\varepsilon = 0.0055$$

$$\varepsilon = 0.55\%$$

Se requieren solo 0.55% de deformación para poder flexionar la altura de la protuberancia. Cabe mencionar que el material asignado, Celcon M15HP, tiene una deformación permisible del 16%.

4.7.10 Cálculo de la fuerza de flexión

Se decidió realizar el cálculo de la fuerza de flexión para los modelos donde se presentan los ángulos anulares de 15°, 30° y 45°, esto para tener un mejor criterio a la hora de decidir cuál es el indicado para ocuparse en el porta latas.

Para realizar el cálculo, se ocupó la gráfica 2 y las ecuaciones 26 y 27. Se sabe que la ecuación 26 depende de la ecuación 27, y que la ecuación 27 depende de los valores encontrados en la gráfica 2. Para realizar los cálculos en primer lugar se definió la relación de radios, pues es la variable principal que se ocupa para poder leer la gráfica 2.

La relación de radios se obtiene dividiendo el radio interno (r_1) entre el radio externo (r_2). Lo que se obtuvo fue:

$$\text{relación de radios} = \frac{r_1}{r_2}$$

$$\text{relación de radios} = \frac{33[\text{mm}]}{36[\text{mm}]}$$

$$\text{relación de radios} = 0.91$$

Teniendo la relación de radios se tomó la gráfica 2 para identificar los valores con los que se realizarían los cálculos. En la figura 4.29, se muestran señalados los valores con los que se trabajó.

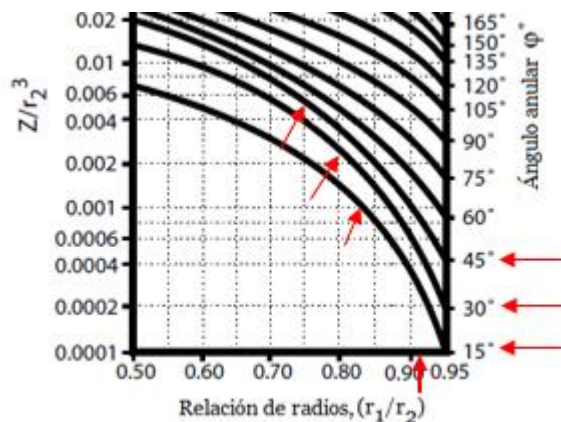


Figura 4.29. Identificación de datos para el cálculo de la fuerza de flexión.

En el eje de las abscisas esta la relación de radios, el valor a ocupar está señalado con una flecha vertical roja. En el eje de las ordenadas del lado derecho están los diferentes ángulos anulares que se pueden ocupar, como se mencionó, para estos cálculos solo se ocuparan los tres primeros ángulos (15°, 30° y 45°). En medio están señaladas las curvas que se ocuparan y que están generadas según el ángulo que se tenga. Finalmente, en el eje de las ordenadas del lado izquierdo se encuentra el valor del término Z/r_2^3 , este es el que en primer lugar se obtendrá para posteriormente ocuparlo en la ecuación 27.

A continuación se observa cómo se obtuvo cada término Z/r_2^3 para cada uno de los ángulos propuestos. Nuevamente se tomó la gráfica 2 como base y en ella se trazaron algunas líneas para poder dar con el resultado, tal y como lo muestra la figura 4.30.

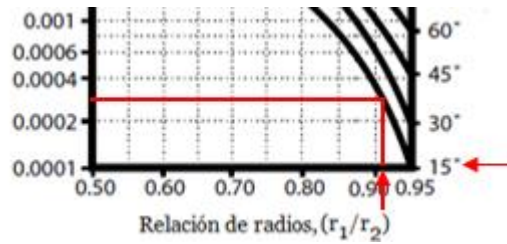


Figura 4.30. Obtención de término Z/r_2^3 para el ángulo de 15° .

Como se observa, la línea horizontal daba en un valor que se encontraba entre 0.0002 y 0.0004. Por lo tanto se decidió tomar 0.0003 como el valor de Z/r_2^3 para el ángulo de 15° .

Para los ángulos de 30° y 45° , también se trazaron líneas auxiliares con las cuales se pudo obtener el valor del término Z/r_2^3 . Los valores del término Z/r_2^3 se muestran en las figuras 4.31 y 4.32.

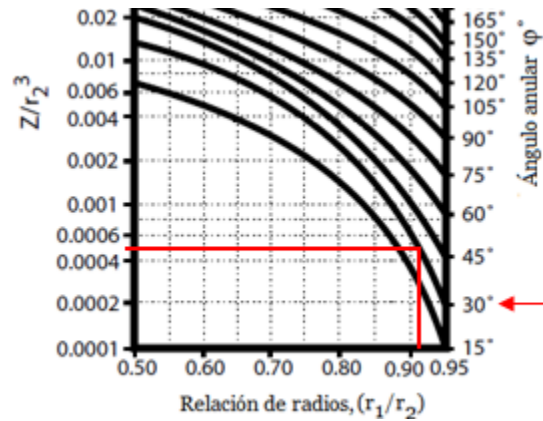


Figura 4.31. Obtención de término Z/r_2^3 para el ángulo de 30°

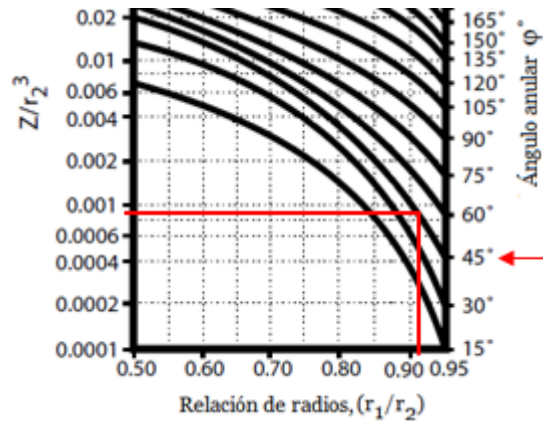


Figura 4.32. Obtención de término Z/r_2^3 para el ángulo de 45°

En el caso del ángulo de 30° grados, el valor encontrado del término Z/r_2^3 fue de **0.0005**. Para el ángulos de 45°, el valor que se encontró fue de **0.0009**.

Teniendo los tres valores del término Z/r_2^3 para cada uno de los ángulos, se prosiguió a sustituirlos en la ecuación 27 y así poder calcular la variable Z_2 . A continuación se presenta la tabla 18, donde se calcula la variable Z_2 utilizando los valores encontrados en el paso anterior.

Ecuación: $Z_2 = r_2^3 \cdot \frac{Z}{r_2^3}$		
15°	30°	45°
$Z_2 = r_2^3 \cdot \frac{Z}{r_2^3}$	$Z_2 = r_2^3 \cdot \frac{Z}{r_2^3}$	$Z_2 = r_2^3 \cdot \frac{Z}{r_2^3}$
$Z_2 = (36[mm])^3 \cdot 0.0003$	$Z_2 = (36[mm])^3 \cdot 0.0006$	$Z_2 = (36[mm])^3 \cdot 0.0009$
$Z_2 = 13.99[mm^3]$	$Z_2 = 27.99[mm^3]$	$Z_2 = 41.99[mm^3]$
$Z_2 = 1.39 \times 10^{-8} [m^3]$	$Z_2 = 2.79 \times 10^{-8} [m^3]$	$Z_2 = 4.19 \times 10^{-8} [m^3]$

TABLA 18. Cálculo de la variable Z_2

Finalmente, para obtener la fuerza de flexión, los valores de la variable Z_2 , obtenidos en la tabla anterior fueron sustituidos en la ecuación 26. Los valores del esfuerzo secante y la deformación que se calcularon anteriormente también fueron ocupados.

Cabe resaltar que las unidades manejadas fueron en el sistema internacional. Los resultados se ven en la tabla 19:

Ecuación: $F = Z_2 \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right]$		
15°	30°	45°
$F = Z_2 \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right]$	$F = Z_2 \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right]$	$F = Z_2 \left[\frac{E_s \cdot \varepsilon}{L_v} \right]$
$F = 1.39 \times 10^{-8} \left[\frac{2380 \times 10^6 \cdot 0.0055}{0.0704} \right]$	$F = 2.79 \times 10^{-8} \left[\frac{2380 \times 10^6 \cdot 0.0055}{0.0704} \right]$	$F = 4.19 \times 10^{-8} \left[\frac{2380 \times 10^6 \cdot 0.0055}{0.0704} \right]$
$F = 2.58 [N]$	$F = 5.18 [N]$	$F = 7.79 [N]$

TABLA 19. Cálculo de la fuerza de flexión para cada uno de los ángulos.

Se observa que la menor fuerza de flexión se da en el modelo que cuenta con un ángulo anular de 15°.

4.7.11 Cálculo de la fuerza de ensamble

Para calcular la fuerza de ensamble se empleó la ecuación 28. Dicha ecuación depende de la fuerza de flexión, por lo que los resultados obtenidos anteriormente (TABLA 19), fueron ocupados en esta sección. También la ecuación emplea un coeficiente de fricción, este valor se obtuvo de la tabla 4, donde se puede observar que el coeficiente de fricción entre un plástico (elementos de engarce) y un metal (Lata) con acabado superficial fino, va desde los 0.15 a los 0.25. Se decidió trabajar con la mitad del rango, es decir 0.20. El ángulo de inserción (α) es de 25°.

En la tabla 20 se presentan los cálculos de la fuerza de ensamble.

Ecuación: $W = F \cdot \tan(\alpha + \rho) = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\alpha)}{1 - \mu \tan(\alpha)}\right)$		
15°	30°	45°
$W = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\alpha)}{1 - \mu \tan(\alpha)}\right)$ $W = 2.58 \left(\frac{0.2 + \tan(25^\circ)}{1 - 0.2 \tan(25^\circ)}\right)$ $W = 1.89 [N]$	$W = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\alpha)}{1 - \mu \tan(\alpha)}\right)$ $W = 5.18 \left(\frac{0.2 + \tan(25^\circ)}{1 - 0.2 \tan(25^\circ)}\right)$ $W = 3.80 [N]$	$W = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\alpha)}{1 - \mu \tan(\alpha)}\right)$ $W = 7.79 \left(\frac{0.2 + \tan(25^\circ)}{1 - 0.2 \tan(25^\circ)}\right)$ $W = 5.72 [N]$

TABLA 20. Cálculo de la fuerza de ensamble.

Para el ángulos de 15°, se obtiene la menor fuerza de ensamble. En los modelos con 15° y 45° la fuerza aumenta pero se mantiene dentro del rango que se obtuvo para ensamblar tapas de diferentes productos.

Ahora bien, en la tabla 21 se presenta el cálculo de la fuerza de desensamble. En este cálculo se ocupó el ángulo de retención que es de $\beta = 30^\circ$.

Ecuación: $W = F \cdot \tan(\beta + \rho) = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\beta)}{1 - \mu \tan(\beta)}\right)$		
15°	30°	45°
$W = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\beta)}{1 - \mu \tan(\beta)}\right)$ $W = 2.58 \left(\frac{0.2 + \tan(30^\circ)}{1 - 0.2 \tan(30^\circ)}\right)$ $W = 2.26 [N]$	$W = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\beta)}{1 - \mu \tan(\beta)}\right)$ $W = 5.18 \left(\frac{0.2 + \tan(30^\circ)}{1 - 0.2 \tan(30^\circ)}\right)$ $W = 4.55 [N]$	$W = F \cdot \left(\frac{\mu + \tan(\beta)}{1 - \mu \tan(\beta)}\right)$ $W = 7.79 \left(\frac{0.2 + \tan(30^\circ)}{1 - 0.2 \tan(30^\circ)}\right)$ $W = 6.84 [N]$

TABLA 21. Cálculo de la fuerza de desensamble.

La fuerza de desensamble aumento en los tres modelos, esto debido a que el ángulo en la retención es de 30°, es decir 5° más que en la inserción.

Como el concepto cuenta con tres elementos de engarce, los resultados obtenidos se multiplicaron por tres, para obtener la fuerza de ensamble y desensamble total. En la tabla 22 se muestran las fuerzas de ensamble y desensamble totales, es decir, considerando los tres elementos de engarce con los que el producto cuenta.

	15°	30°	45°
Fuerza de ensamble	$W = 5.67 [N]$	$W = 11.40 [N]$	$W = 17.16 [N]$
Fuerza de desensamble	$W = 6.78 [N]$	$W = 13.65 [N]$	$W = 20.52 [N]$

TABLA 22. Fuerzas de ensamble y desensamble totales

Teniendo los resultados se decidió trabajar con el concepto de 15°, pues es en el que se presentan las fuerzas de ensamble y desensamble más bajas En la figura 4.33, se muestra el concepto final de los elementos de engarce.

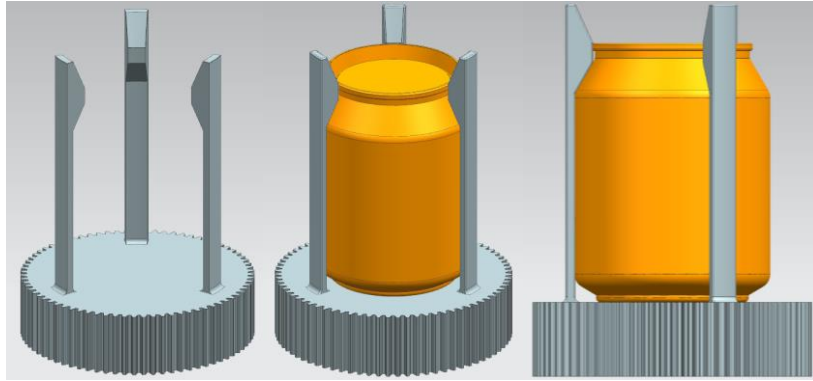


Figura 4.33. Concepto final de los elementos de engrace.

4.8 Diseño de detalle del elemento de engrace con posición de la lata boca abajo.

La primera dimensión que se definió fue la longitud de la viga (L_v). Se determinó que la longitud de la viga fuera de $L_v=79\text{mm}$, pues es la distancia que hay desde la boquilla hasta la parte donde se empieza a formar un radio. En la figura 4.34 se muestra dicha longitud.

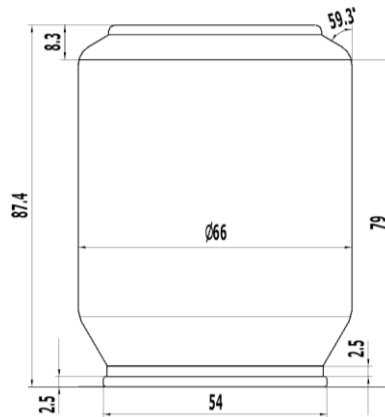


Figura 4.34. Altura de los elementos de engrace.

Para el resto del diseño se tomaron las mismas dimensiones del concepto anterior. Los parámetros que no se modificaron son los que a continuación se enlistan:

- Sección transversal: ANULAR
- Ángulo anular: 15°
- Espesor de la viga: 3[mm]
- Espesor de la pared perpendicular (engrane): 5[mm]
- Radios reductores de esfuerzos: 1.8[mm]

Con estos datos y teniendo definida la longitud de la viga ($L_v=79\text{mm}$), se creó el modelo sólido que se presenta en la figura 4.35.

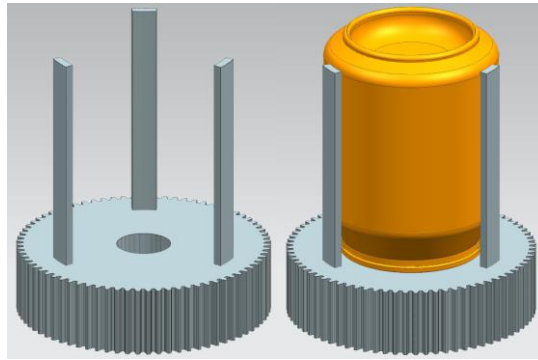


Figura 4.35. Vigas para el ensamble boca abajo.

Como se observa, la única parte que hace falta son las protuberancias con sus respectivos ángulos de inserción y retención. Estos se tuvieron que volver a diseñar debido a que la forma en esa parte de la lata es diferente a la que se manejó en el concepto anterior.

4.8.1 Diseño de la protuberancia

La posición de la lata hace que la protuberancia tenga otra forma, es por ellos que los ángulos de inserción y retención debieron modificarse. Se utilizó nuevamente un bosquejo para ver que ángulo podría ajustarse a la forma de la lata.

Se decidió no cambiar el ángulo de inserción y seguir trabajando con el de 25° , esto para que la fuerza de ensamble sea lo más baja posible. El ángulo que si se cambio fue el ángulo de retención.

El primer ángulo que se propuso fue como el que se muestra en la figura 4.36.

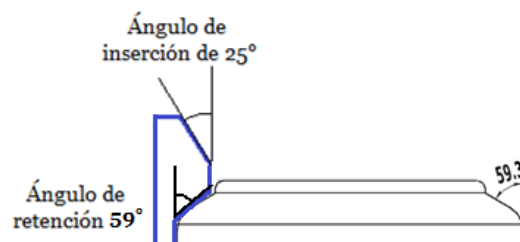


Figura 4.36. Ángulos inserción y retención.

Es un ángulo de 59° que se acopla perfectamente a esa cara de la lata. El problema que se presenta con este ángulo es que el ensamble tendería a ser irreversible y la fuerza de desensamble aumentaría, por lo que el desensamble se dificultaría.

Para corregir esto, se decidió trabajar con un ángulo de retención igual al de inserción (25°). El ángulo de retención de 25° no se acoplará a la lata en esa zona, sino que la engarzaré solo en un punto de la lata. Tal y como se muestra en la figura 4.37.

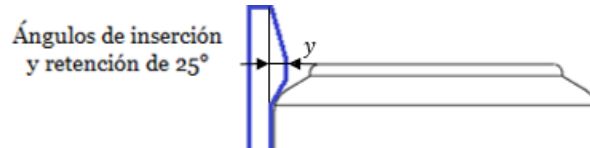


Figura 4.37. Mismo ángulos.

También se puede observar que la altura de la protuberancia baja considerablemente con respecto al concepto anterior, por lo tanto, al aplicar la fuerza de ensamble los elementos de engarce tendrán que flexionarse menor cantidad para liberar la lata, en la figura 4.38 se observa la altura de la protuberancia.

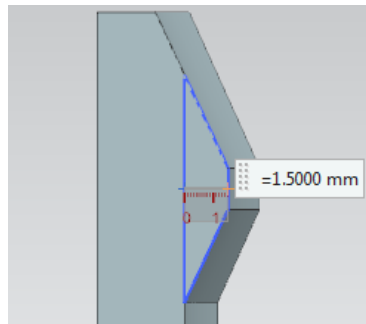


Figura. 4.38. Altura de la protuberancia con posición de la lata boca abajo.

4.8.2 Cálculo de la deformación para el concepto 2

La altura de la protuberancia en este concepto es de 1.5 mm, por lo tanto se calculó la deformación que se llevara a cabo al desplazar dicha altura y el resultado obtenido es el que a continuación se presenta:

$$\varepsilon = 0.11\%$$

Se requieren solo 0.11% de deformación para poder flexionar la altura de la protuberancia.

4.8.3 Cálculo de la fuerza de flexión

Para calcular la fuerza de flexión se ocupó la ecuación 22. Como se sabe dicha ecuación involucra una variable Z_2 que depende de la relación de radios y del ángulo anular. Para este concepto no fue necesario volver a realizar los cálculos, pues tanto los radios, el ángulo anular y el esfuerzo secante son los mismos, por lo que la variable Z_2 también es la misma ($Z_2 = 1.39 \times 10^{-8} [\text{m}^3]$). La única dimensión que cambia es la longitud de la viga ($L_v = 79 \text{ mm}$) y la deformación (0.0011). El resultado obtenido fue el que a continuación se presenta:

$$F = 0.46 [N]$$

4.8.4 Cálculo de la fuerza de ensamble y desensamble

Para calcular la fuerza de ensamble y desensamble se utilizó el coeficiente de fricción de $\mu = 0.2$ y el mismo ángulo de inserción y retención ($\alpha = \beta = 25^\circ$). A continuación se presenta el resultado obtenido.

$$W = 0.34 [N]$$

Finalmente, en la tabla 28 se muestran las fuerzas de ensamble y desensamble totales, donde se consideraron los tres elementos de engarce.

Fuerza de ensamble	$W = 1.02 [N]$
Fuerza de desensamble	$W = 1.02 [N]$

TABLA 28. Fuerzas de ensamble y desensamble totales

Con todas las dimensiones definidas se realizó el modelo sólido en el software NX10, tal y como se muestra en la figura 4.39.

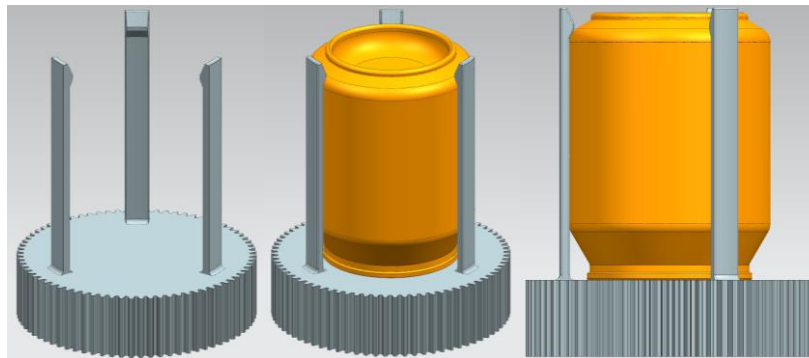


Figura 4.39. Concepto final de los elementos de engarce para cuando la lata se ensambla con la boquilla hacia abajo.

4.9 Concepto 1 y 2.

Se obtuvieron dos conceptos mediante la conjunción de los dos sistemas de sujeción donde la variante es la posición de la lata. Estos conceptos fueron nombrados concepto 1 (lata boquilla arriba) y concepto 2 (lata boquilla abajo). En la figura 4.40 se ilustra el concepto 1.

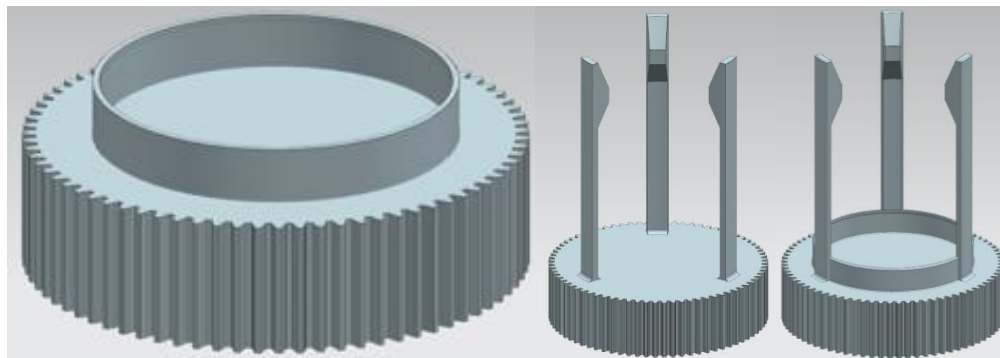


Figura 4.40. Concepto 1: Lata ensamblada con la boquilla hacia arriba.

Como se puede observar, se hizo una mezcla de los sistemas que fueron diseñados por separado. En la imagen de lado izquierdo se muestra el ajuste a presión, en la imagen de en medio se muestran los elementos de engarce y en la imagen del lado derecho se observa la unión de ambos sistemas. El engrane no sufrió modificación alguna y todas las zonas que presentaban ángulos de 90° se les realizó un redondeo de 0.5mm de radio, esto para darle una mejor apariencia. En la figura 4.41 se muestra el concepto 2.

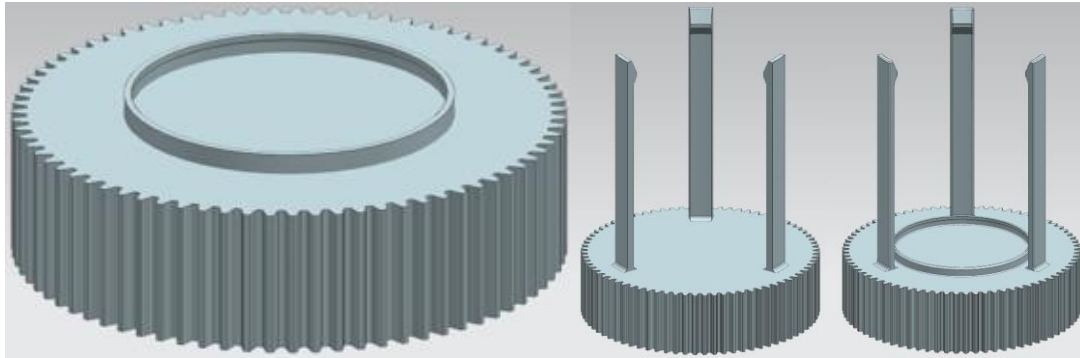


Figura 4.41. Concepto 2: Lata ensamblada con la boquilla hacia abajo.

Como se observa, el concepto 2 contiene los dos sistemas de ensamble. Nuevamente se presentan por separado el concepto del ajuste a presión y el concepto de los elementos de engarce. Es en la imagen del lado derecho donde se muestra la conjunción de los dos sistemas. Al igual que en el concepto final 1, las zonas que presentaban ángulos de 90° se les realizó un redondeo de 0.5mm de radio, nuevamente para darle estética al concepto.

Un punto importante que se logró con este concepto fue que los sistemas de ensamble trabajan por separado.

5. ANÁLISIS ESTRUCTURAL.

Se realizó el análisis estructural para determinar el comportamiento de los conceptos 1 y 2 propuestos. Se utilizó el módulo Advanced Simulation del software NX10 para hacer un análisis estático. Como la pieza es simétrica, el primer paso fue cortar el modelo sólido en tres partes iguales con el fin de facilitar el análisis y realizarlo solo en uno de los cortes. En la figura 5.1 se muestra dicha pieza.

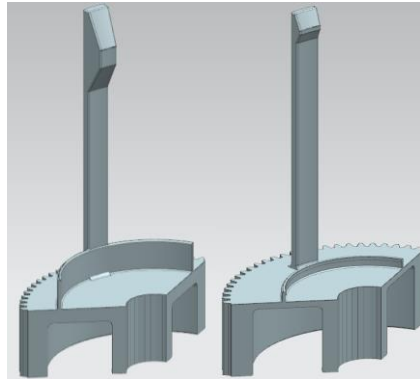


Figura 5.1. Cortes para realizar los análisis.

5.1 Asignación de material

En la librería de materiales del software NX10 no se encontró el Celcon M15HP, por lo que se tuvo que crear, para ello se utilizó la hoja de datos del material (ver apéndice A) y la base de datos del software Autodesk Simulation Moldflow 2017 para obtener las propiedades mecánicas. Teniendo las propiedades, se ingresaron a NX10 para poder caracterizar el material y así asignárselo al modelo. En la imagen 5.2 se ve como se realizó la caracterización.

Autodesk Moldflow Adviser 2017.

Description	Recommended Processing	Rheological Properties
Mechanical Properties	Shrinkage Properties	Filler / Fiber
Mechanical properties data		
Elastic modulus, 1st principal direction (E1)	2857	MPa
Elastic modulus, 2nd principal direction (E2)	3114	MPa
Poissons ratio (v12)	0.364	
Poissons ratio (v23)	0.368	
Shear modulus (G12)	1020	MPa
Transversely isotropic coefficient of thermal expansion (CTE) data		
Alpha1	0.000112	1/C
Alpha2	0.000108	1/C



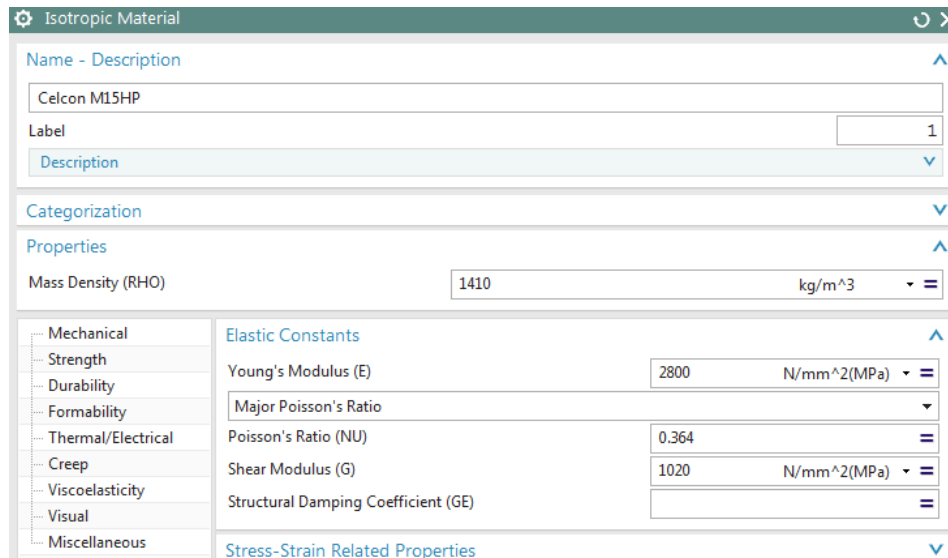


Figura 5.2. Caracterización del material en NX10.

5.2 Mallado

Se propuso que la malla fuera del tipo CTETRA (10), después se propusieron tres diferentes tamaños de mallas (5, 3 y 1 milímetros). Teniendo las piezas malladas con los tres diferentes tamaños, se hizo una comparación para determinar cuál tamaño de malla era el más adecuado a las dimensiones y geometrías de la pieza. Se decidió trabajar con la malla de 1 mm. En la figura 5.3 se muestran los conceptos 1 y 2 mallados.

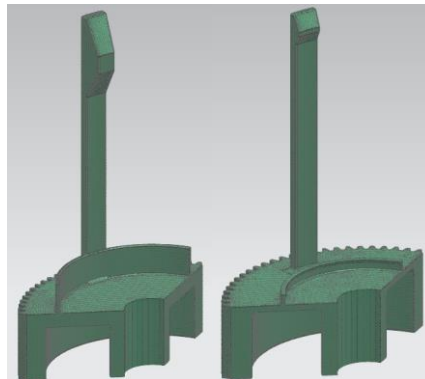


Figura 5.3. Mallado de ambos conceptos.

5.3 Aplicación de cargas y restricciones para el ensamble

En el capítulo anterior se realizaron los cálculos correspondientes para determinar las fuerzas de ensamble y desensamble, tanto para el ajuste a presión como para el elemento de engarce. En esta parte del trabajo, los conceptos creados fueron sometidos a las fuerzas calculadas para poder comparar su comportamiento estructural y así determinar la mejor posición de la lata para que el

ensamble y desensamble se lleve a cabo. El análisis se dividió en dos partes, primero se analizó el ensamble y después el desensamble en ambos conceptos. En la tabla 29 se presentan las fuerzas de ensamble calculadas para los conceptos 1 y 2.

Fuerza de ensamble para el elemento de engarce	Concepto 1	$W = 1.89 [N]$
	Concepto 2	$W = 0.34 [N]$
Fuerza de ensamble para el ajuste a presión	Concepto 1	$W = 27.78 [N]$
	Concepto 2	$W = 27.82 [N]$

TABLA 29. Fuerzas aplicadas para el ensamble

Para que los elementos de engarce se flexionaran en la dirección correcta, se procedió a hacer el cálculo de la fuerza normal a la cara de inserción. En la figura 5.4 se muestra un diagrama de cuerpo libre para la obtención de dicha fuerza.

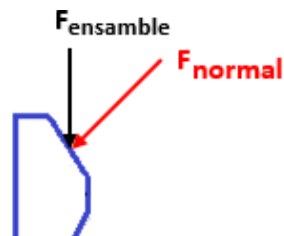


Figura 5.4. Fuerza normal

Considerando un ángulo de inserción de 25° se tiene:

$$\text{sen}25^\circ = \frac{F_{normal}}{F_{ensamble}}$$

$$F_{normal} = F_{ensamble} \text{sen}25^\circ \quad (30)$$

$$\begin{array}{l} \text{Concepto 1} \\ F_{normal} = (1.89)\text{sen}25^\circ \end{array}$$

$$F_{normal} = 0.79 [N]$$

$$\begin{array}{l} \text{Concepto 2} \\ F_{normal} = (0.34)\text{sen}25^\circ \end{array}$$

$$F_{normal} = 0.14 [N]$$

Con las fuerzas normales obtenidas se realizó el análisis estructural. En la figura 5.5 se observan los conceptos 1 y 2 con las fuerzas y restricciones aplicadas.

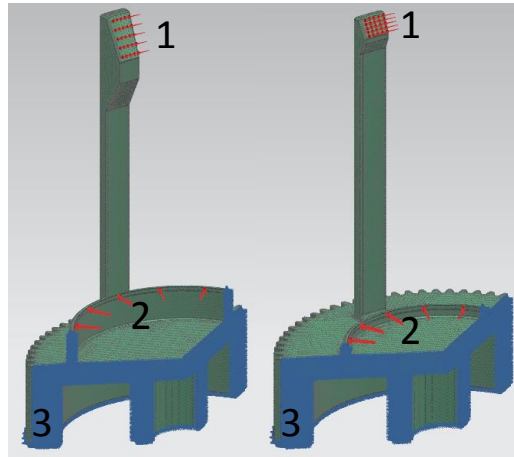


Figura 5.5. Aplicación de fuerzas y restricciones.

Las fuerzas marcadas con el número 1 se refieren a la fuerza normal de ensamble, el número 2 hace referencia a la fuerza de ensamble del ajuste a presión y el número 3 señala una restricción de fijación.

5.3.1 Resultados con la aplicación de la fuerza normal de ensamble

Desplazamiento: En el concepto 1 (izquierda), el máximo desplazamiento es de 3.341 [mm], para el concepto 2 (derecha) se generó un desplazamiento máximo de 0.497 [mm].

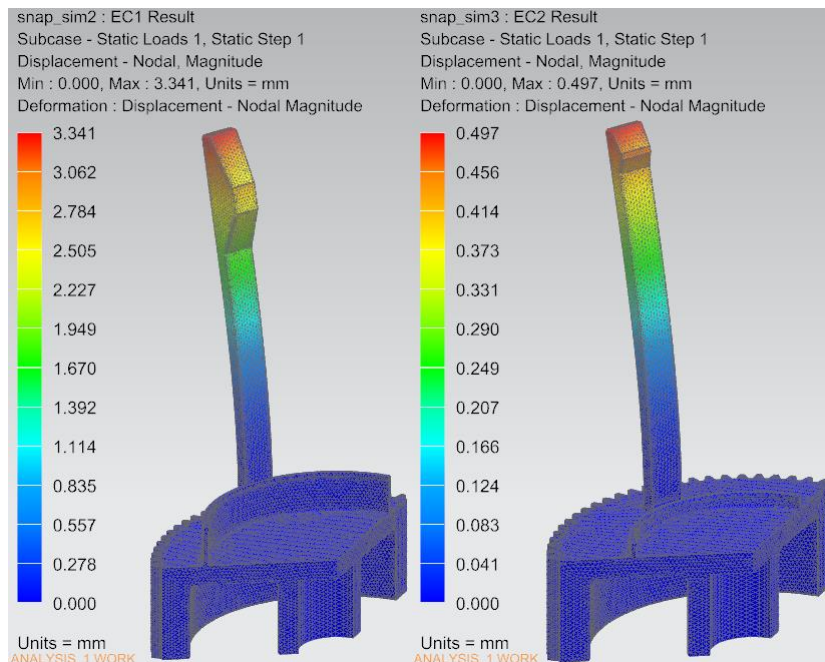


Figura 5.6. Desplazamientos

Se sabe que la altura de la protuberancia en el concepto 1 es de 6[mm] y de 1.5 [mm] en el concepto 2, por lo que el desplazamiento obtenido para ambos conceptos quedo por debajo de lo que se requiere. Esto indica que se necesita una mayor fuerza que haga que los elementos de engarce se flexionen la longitud requerida.

En este resultado el desplazamiento del ajuste a presión no es notorio, las zonas donde se aplicó la fuerza están en color azul. Para dicho color se tiene un rango de desplazamiento que va de 0 a 0.278 milímetros para el concepto 1 y de 0 a 0.041 milímetros para el 2. Cabe recordar que la interferencia para el concepto 1 es de 0.53 [mm] y para el concepto 2 de 0.44 [mm].

Debido a que el desplazamiento obtenido es menor al requerido, es necesario realizar una serie de iteraciones hasta encontrar la fuerza normal de interés.

5.3.2 Iteraciones para determinar la fuerza normal en el ensamble

Considerando la misma fuerza de ensamble para el ajuste a presión, en la tabla 30 se presentan los dos valores a los que se llegaron, con los cuales se produce el desplazamiento que cada concepto requiere.

Fuerza Normal [N]	Concepto 1			Concepto 2		
	Desplazamiento [mm]	Esfuerzos VM [MPa]	Deformación [%]	Desplazamiento [mm]	Esfuerzos VM [MPa]	Deformación [%]
2	8.274	48.79	1.58	-	-	-
0.5	-	-	-	1.774	10.007	0.325

TABLA 30. Fuerzas normales con las cuales se genera el desplazamiento requerido.

A continuación se presentan los resultados generados con las fuerzas normales

Desplazamiento: Con una fuerza normal de 2[N] en el concepto 1, se genera un desplazamiento de 8.274 [mm]. Cabe mencionar que este desplazamiento es el máximo y se genera en la punta de los elementos de engarce. Con 0.5 [N] de fuerza normal en el concepto 2, el máximo desplazamiento es de 1.774 [mm]. En la figura 5.9 se observan el desplazamiento que sufre cada concepto.

Por otro lado el ajuste a presión para el concepto 1 muestra un desplazamiento de 0.69 mm, lo cual indica que cumple con lo requerido para ensamble de la lata. El concepto 2 presenta un desplazamiento de 0.148 mm, lo cual indica que se necesitará aplicar fuerza extra para llevar a cabo el desplazamiento. En la figura 5.7 se muestran el desplazamiento máximo de cada concepto.

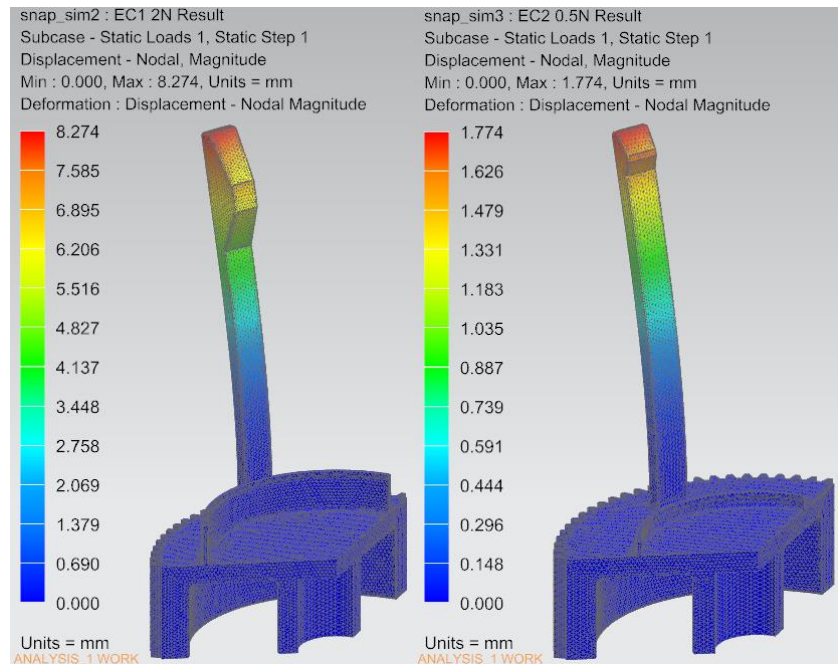


Figura 5.7. Desplazamiento máximo de cada concepto

La zona de interés en ambos conceptos es la cara que le da la altura a la protuberancia. En la figura 5.8 se muestra el desplazamiento que se genera en dicha cara.

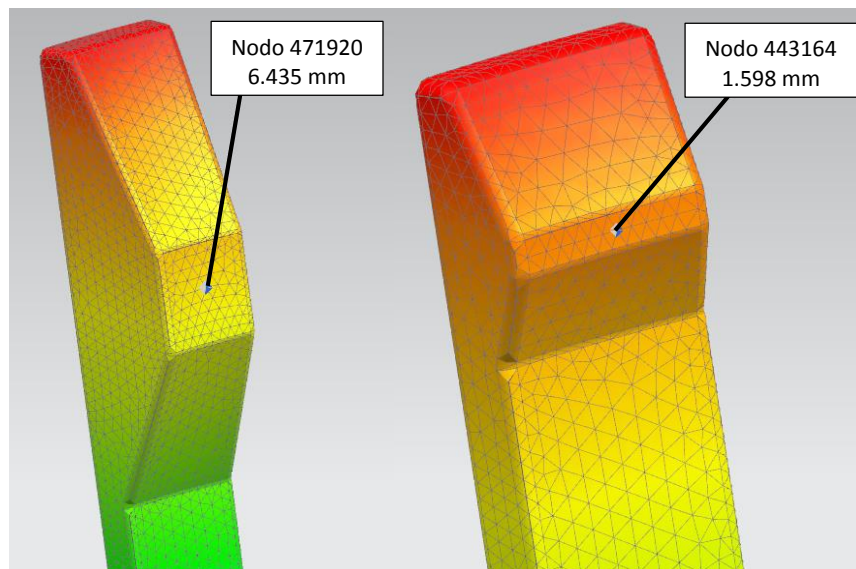


Figura 5.8. Desplazamiento

El concepto 1 tiene un desplazamiento en el nodo señalado de 6.435 [mm] y el concepto 2 tiene un desplazamiento de 1.598 [mm]. Este resultado muestra que la fuerza normal que se ejerce en cada concepto, desplaza la altura de la protuberancia que cada concepto requiere.

Esfuerzo de Von Mises: En la figura 5.9 se muestra el resultado del esfuerzo de Von Mises.

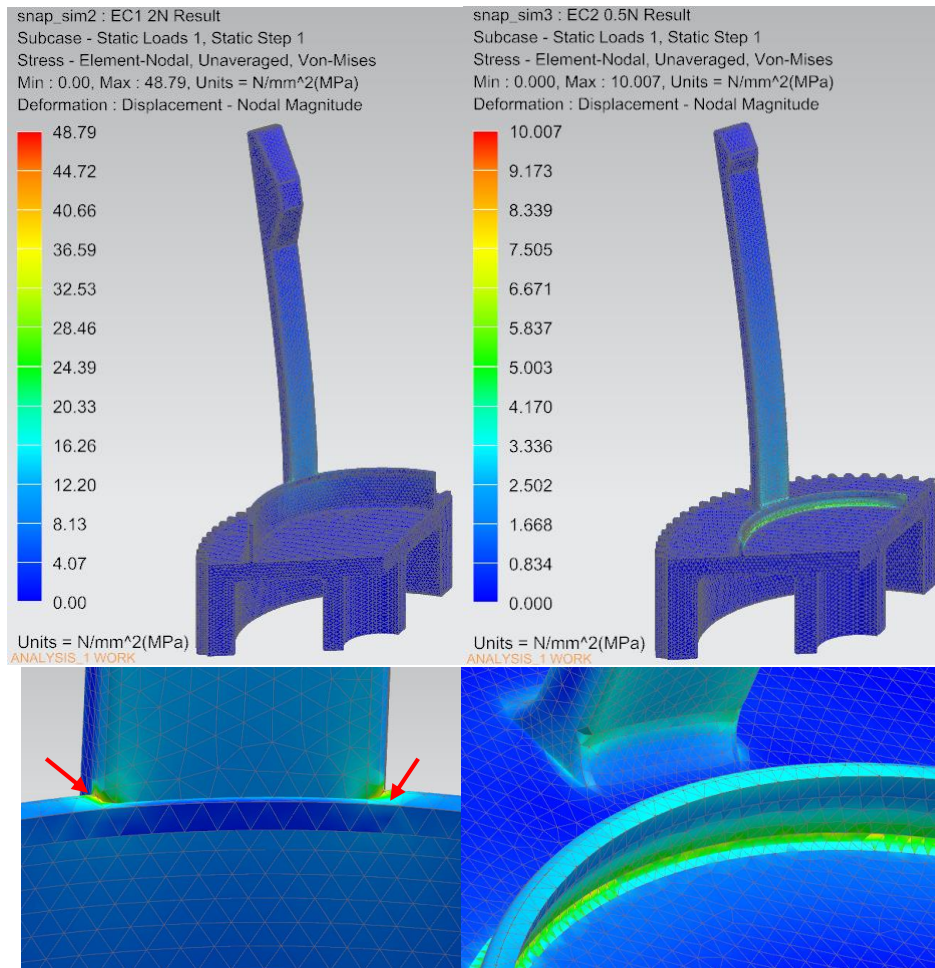


Figura 5.9. Esfuerzo de Von Mises generado con 2[N] y 0.5 [N] respectivamente.

Con la fuerza normal aplicada se generó un esfuerzo máximo de Von Mises de 48.79 [MPa] en el concepto 1 y de 10.007 [MPa] en el concepto 2. Como se observa en los acercamientos de la figura anterior, en el concepto 1 el esfuerzo máximo se da en dos puntos ubicados en los extremos de la base. En el concepto 2, el esfuerzo máximo se da en la base del ajuste a presión.

Deformaciones: En la figura 5.10 se muestran las gráficas de deformación.

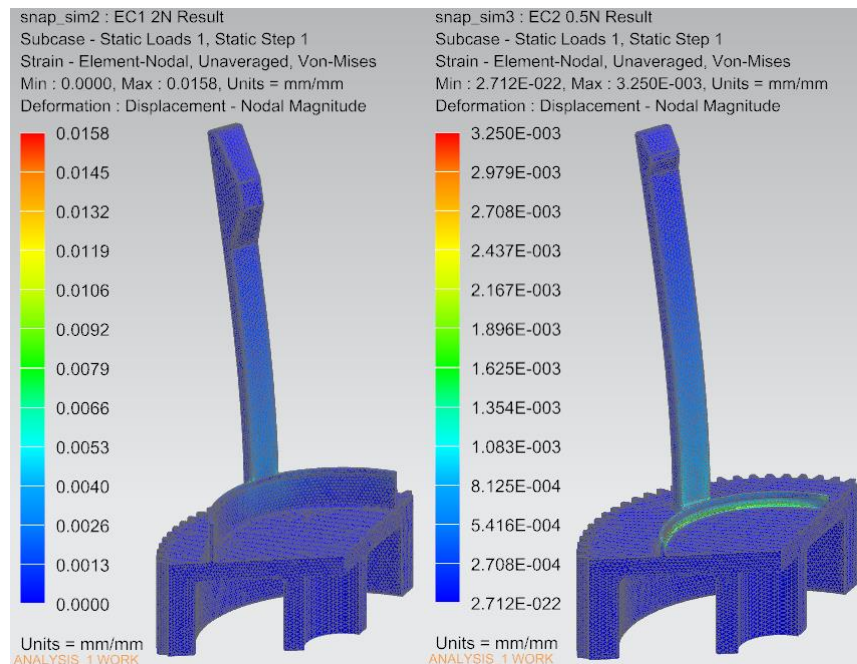


Figura 5.10. Deformación

Los valores que se presentan en la barra RGB son adimensionales, por lo que para obtener el valor en porcentaje se debe multiplicar por 100. El concepto 1 presenta una máxima deformación de 1.58% mientras que el concepto 2 sufre una deformación máxima de 0.32%. Las deformaciones de ambos conceptos están por debajo de la deformación permisible del material ($\epsilon=16\%$).

5.3.3 Obtención de la fuerza de ensamble a partir de la fuerza normal.

Cabe recordar que las iteraciones fueron hechas para un elemento de engarce, por lo tanto, se multiplicó por tres cada fuerza para obtener las fuerzas normales totales de cada concepto, las cuales se presentan en la tabla 31.

Fuerza Normal Total	
Concepto 1	Concepto 2
6 [N]	1.5 [N]

TABLA 31. Fuerza normal total para cada concepto.

Para tener las fuerzas de ensamble de cada concepto, se propuso regresar la fuerza normal obtenida a la fuerza de ensamble. Para lo cual, partiendo de la ecuación 30, se realizó lo siguiente:

$$F_{normal} = F_{ensamble} \text{sen}(\alpha)$$

$$F_{ensamble} = \frac{F_{normal}}{\text{sen}(\alpha)}$$

Fuerza de ensamble total	
Concepto 1	Concepto 2
$F_{ensamble} = \frac{F_{normal}}{\text{sen}(\alpha)}$	$F_{ensamble} = \frac{F_{normal}}{\text{sen}(\alpha)}$
$F_{ensamble} = \frac{6 [N]}{\text{sen}(25^\circ)}$	$F_{ensamble} = \frac{1.5 [N]}{\text{sen}(25^\circ)}$
$F_{ensamble} = 14.19 [N]$	$F_{ensamble} = 3.54 [N]$

Tabla 32. Fuerza de ensamble

De acuerdo a los datos experimentales descritos anteriormente, la fuerza de ensamble estaba en un rango de 6 a 41 [N]. Como puede verse, en la tabla anterior, el concepto 1 se encuentra dentro del rango, en cambio el concepto 2 está por debajo, esto quiere decir que el ensamble de la lata para este concepto aparentemente será más fácil.

5.4 Aplicación de cargas y restricciones para el desensamble

Para el análisis de desensamble se utilizaron como base los conceptos previamente analizados, el mallado de 1[mm] en ambos conceptos fue considerado. La variante en este análisis fue la posición de la fuerza, para el elemento de engarce se puso en la cara del ángulo de retención y para el ajuste a presión se puso en el borde del anillo. Las fuerzas de desensamble para ambos sistemas se presentan en la tabla 32:

Fuerza de desensamble para el elemento de engarce	Concepto 1	$W = 2.26 [N]$
	Concepto 2	$W = 0.34 [N]$
Fuerza de desensamble para el ajuste a presión	Concepto 1	$W = 27.78 [N]$
	Concepto 2	$W = 27.82 [N]$

TABLA 32. Fuerzas aplicadas para el desensamble.

Antes de aplicar la fuerza, primero se obtuvieron las componentes normales. Se sabe que el ángulo de retención para el concepto 1 es de 30° y de 25° para el concepto 2. El cálculo de la fuerza normal se hizo con la ecuación 30 y se obtuvieron los siguientes resultados:

$$\begin{array}{ll}
 \text{Concepto 1} & \text{Concepto 2} \\
 F_{normal} = (2.26)\text{sen}30^\circ & F_{normal} = (0.34)\text{sen}25^\circ \\
 \mathbf{F_{normal} = 1.13[N]} & \mathbf{F_{normal} = 0.14 [N]}
 \end{array}$$

Las fuerzas normales, las fuerzas de desensamble para el ajuste a presión y las respectivas restricciones fueron aplicadas a cada uno de los conceptos, tal y como se observa en la figura 5.11.

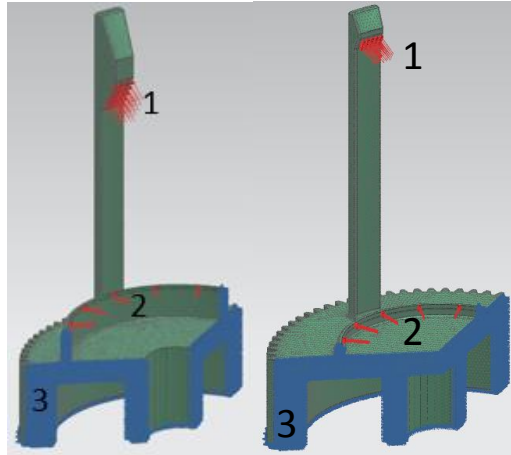


Figura 5.11. Aplicación de fuerzas y restricciones para el desensamble.

Como se observa, las fuerzas y restricciones están enumeradas. La fuerza con el número 2 hace referencia a la fuerza de ensamble para el ajuste a presión en ambos conceptos, el número 3 a una restricción de fijación para que la pieza no se mueva y el número 1 se refiere a la fuerza normal de desensamble, como se observa la dirección y la cara donde esta aplicada cambia respecto al análisis de ensamble.

5.4.1 Resultados con la aplicación de la fuerza normal de desensamble

Desplazamiento: En la figura 5.12 se muestran las gráficas de desplazamiento durante el desensamble.

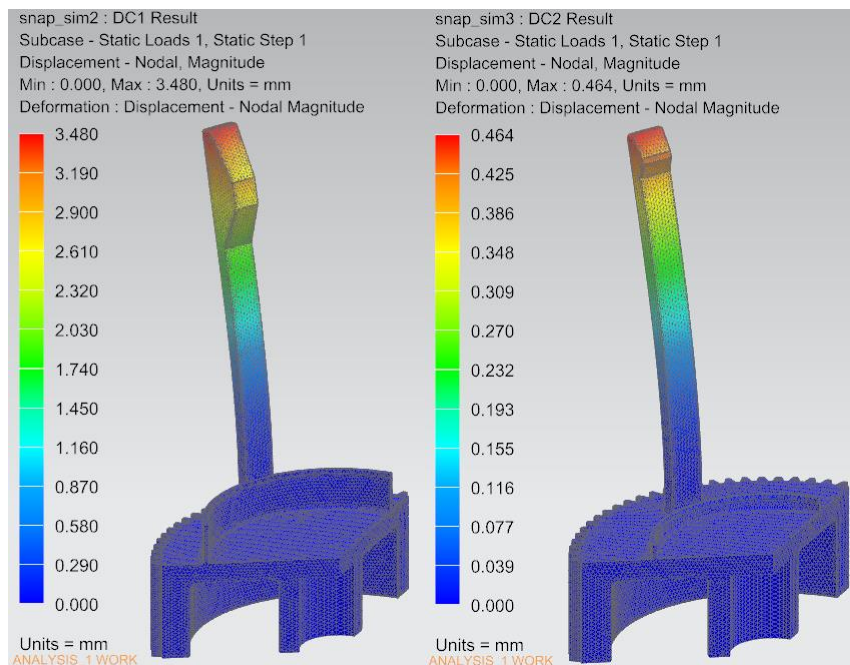


Figura 5.12. Desplazamientos

Se observa que el concepto 1 tiene un desplazamiento máximo de 3.48 [mm] y el concepto 2 de 0.464 [mm]. Nuevamente los máximos desplazamientos se dan en la punta de los elementos de engarce. Se sabe que la zona de interés es la cara que le da la altura a la protuberancia, pues es la que permitirá que la lata se desensamble. Cabe recordar que el concepto 1 necesita 6[mm] de desplazamiento para liberar la lata y el diseño 2 necesita 1.5 [mm]. Por dicho motivo se propuso realizar una serie de iteraciones para encontrar la fuerza normal que desplace lo requerido.

5.4.2 Iteraciones para determinar fuerza normal en el desensamble

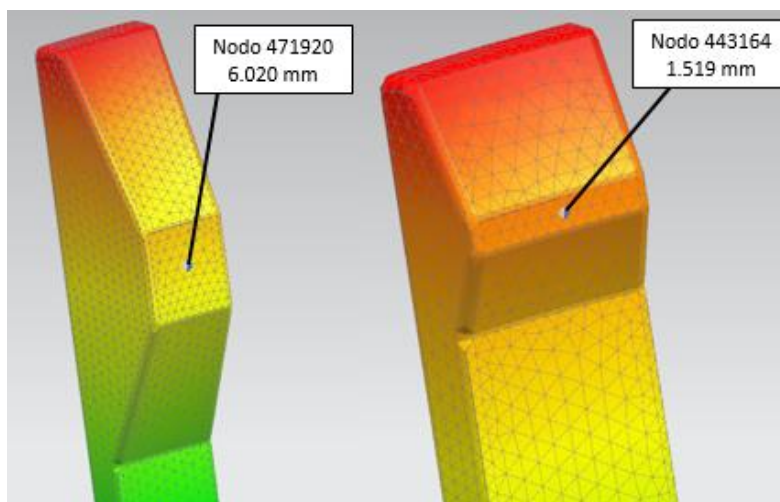
Los resultados antes vistos, fueron muy cercanos a lo que se esperaba con los cálculos. Con la fuerza normal calculada no se consiguió la deflexión requerida, fuerza normal de desensamble se fue variando hasta encontrar la que desplazará la cantidad que requiere cada concepto. Basándose en las iteraciones para el ensamble, se decidió comenzar con una fuerza de 5 N, esto para llegar más rápido al resultado. En la tabla 33 se presentan los resultados de las iteraciones hechas.

Fuerza [N]	Concepto 1			Concepto 2		
	Desplazamiento [mm]	Esfuerzos VM [MPa]	Deformación [%]	Desplazamiento [mm]	Esfuerzos VM [MPa]	Deformación [%]
2.5	7.554	48.78	1.58	-	-	-
0.5	-	-	-	1.655	10.007	0.325

TABLA 33. Iteraciones variando la fuerza normal de desensamble.

Las fuerzas marcadas son las que generan el desplazamiento que podría ajustarse al desplazamiento que requiere cada concepto. A continuación se presentan las gráficas con dichas fuerzas, para observar el desplazamiento que se genera en la cara que da la altura a los elementos de engarce.

Desplazamiento: En la figura 5.13 se muestran las gráficas de desplazamiento.



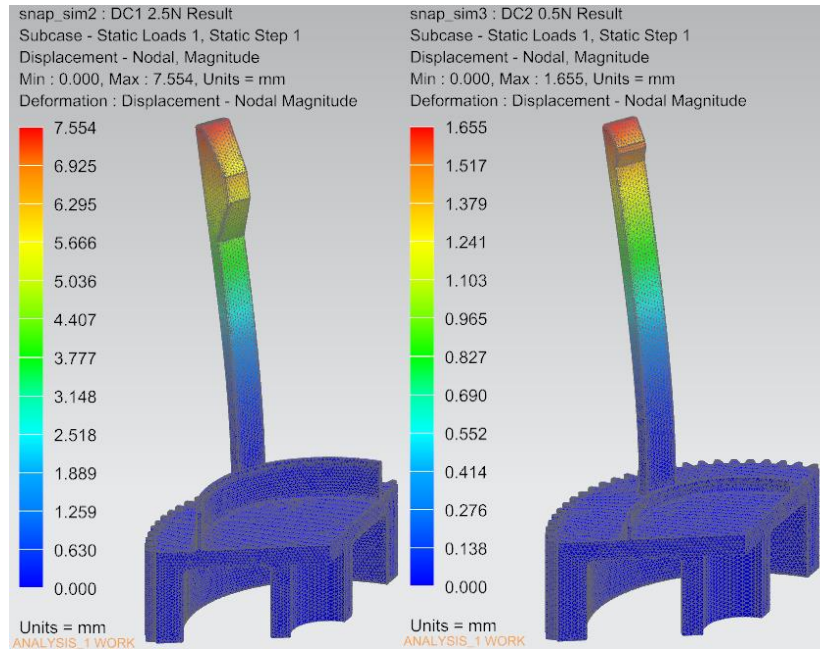


Figura 5.13. Desplazamiento

El máximo desplazamiento se da en la punta de los elementos de engarce y el color rojo representa las zonas donde se produce. La zona de interés es la cara que le da la altura a la protuberancia, por lo que observando los acercamientos, se puede ver que las fuerzas aplicadas desplazan lo que se requiere para efectuar el desensamble. El nodo señalado en el concepto 1 tiene un desplazamiento de 6.020 [mm] y el nodo señalado en el concepto 2 tiene un desplazamiento de 1.519 [mm].

Esfuerzo de Von Mises: En la figura 5.14 se muestran las gráficas del esfuerzo de Von Mises.

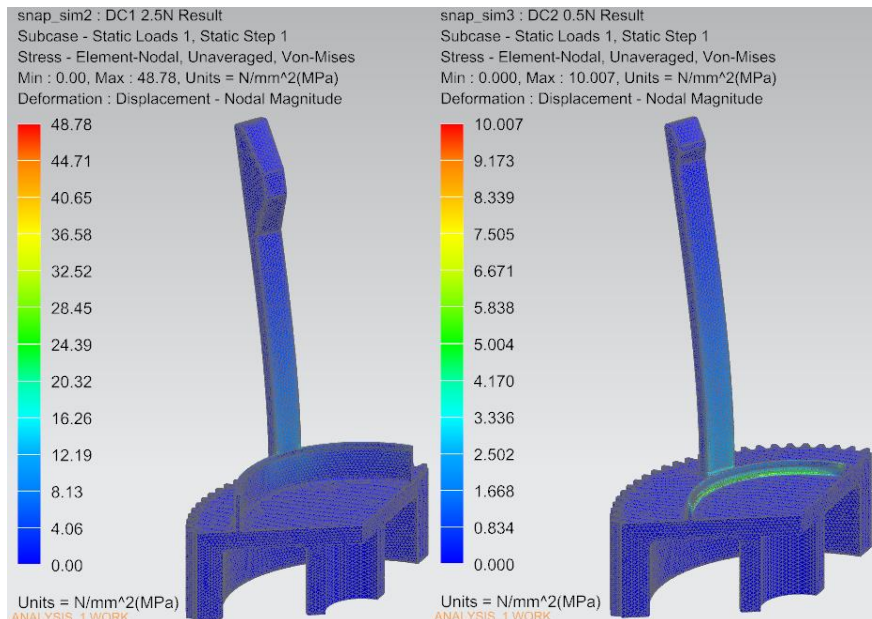


Figura 5.14. Esfuerzo de Von Mises

El esfuerzo de Von Mises de cada concepto está por debajo del esfuerzo de cedencia, esto quiere decir que ambos conceptos soportaran la carga. El factor de seguridad del concepto 1 es de 1.39 y en el concepto 2 se tiene un factor mayor, prácticamente es el mismo que se obtuvo en el análisis de ensamble y que es de 6.79.

Deformación: En la figura 5.15 que se presentan los resultados de la deformación que sufren los conceptos 1 y 2.

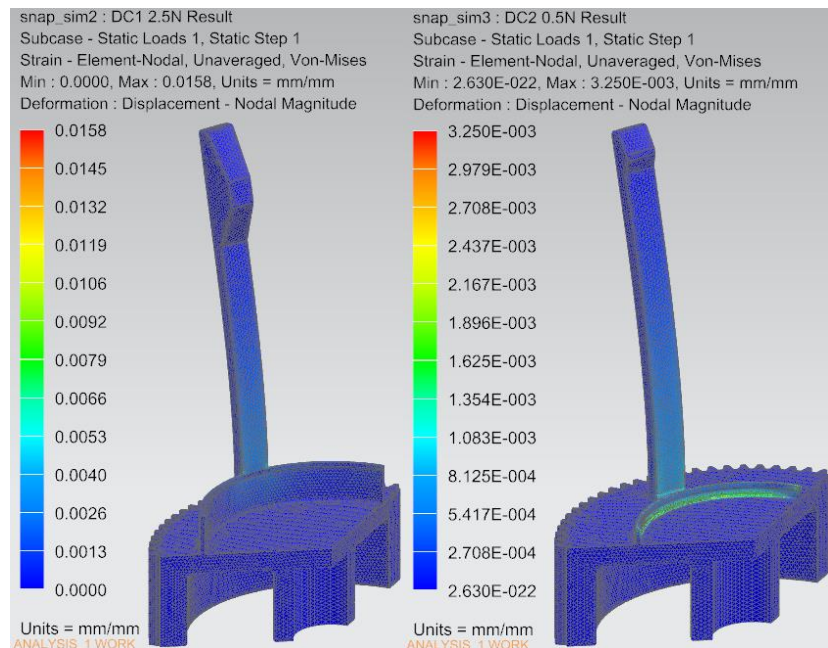


Figura 5.15. Deformación

El concepto 1 tiene una deformación de 1.58% y del concepto 2 de 0.325%. Son deformaciones que están por debajo de la deformación permisible, por lo que pueden efectuarse.

5.4.3 Obtención de la fuerza de desensamble a partir de la fuerza normal.

Se multiplicó por tres cada fuerza para obtener las fuerzas normales totales de cada concepto, las cuales se presentan en la tabla 31.

Fuerza Normal Total	
Concepto 1	Concepto 2
7.5 [N]	1.5 [N]

TABLA 31. Fuerza normal total para cada concepto.

Para el desensamble también se propuso regresar la fuerza normal obtenida a la fuerza de desensamble. El resultado final se muestra en la tabla 32.

Fuerza de desensamble total	
Concepto 1	Concepto 2
$F_{ensamble} = 15 \text{ [N]}$	$F_{ensamble} = 3 \text{ [N]}$

Tabla 32. Fuerza de desensamble

De igual forma se puede observar que el concepto 1 cae dentro del rango de 6 a 41 [N] y el concepto 2 se encuentra nuevamente por debajo.

5.6 Fatiga.

La fatiga es la condición por la cual un material se agrieta o falla como resultado de esfuerzos repetidos (cíclicos). Estrictamente la fatiga se define como el cambio estructural permanentemente localizado y progresivo que tiene lugar en un material sujeto a deformaciones repetidas o fluctuantes. [20]. Por lo general estas deformaciones se presentan a esfuerzos mayores que el de cedencia y menores que el de ruptura.

La vida de fatiga de un componente se define como el número total de ciclos de esfuerzos necesarios para causar la falla (N_f) [20] y se divide en tres etapas características: Inicio del agrietamiento, propagación de las grietas y fractura rápida. Por lo tanto la vida de fatiga se define como:

$$N_f = N_i + N_p \quad (32)$$

Donde:

- N_i es la cantidad de ciclos que se requieren para iniciar una grieta inapreciable.
- N_p es la cantidad de ciclos que se requieren para hacer crecer y propagar las grietas en forma constante hasta llegar a un tamaño crítico para después presentar una fractura súbita [20].

Las grietas por fatiga se forman debido a un mecanismo de deslizamiento, la grieta de la fatiga suele orientarse cristalográficamente a través del plano de deslizamiento, aquí es donde sucede el crecimiento de la grieta la cual es llamada fase 1. La fase 2 sucede cuando el agrietamiento se hace más notable el cual es normal a la dirección del esfuerzo máximo de tensión. Para que se inicie y se desarrolle una grieta, se requieren muchos ciclos de esfuerzos a niveles no necesariamente altos, si incrementamos los niveles de esfuerzos, el inicio de las grietas N_i decrece. Esto quiere decir que a niveles muy bajos de esfuerzos, el inicio de las grietas ocupa la mayor parte de la vida de fatiga. Por otro lado, si los esfuerzos son altos, las grietas se forman al principio de la vida de fatiga [20].

Las fallas de fatiga pueden agruparse en dos grupos:

1. Fatiga de ciclo bajo. Esta se encuentra asociada con esfuerzos elevados y por lo general menos de 10^5 ciclos.
2. Fatiga de ciclo alto. Ésta se encuentra asociada con esfuerzos bajos y por lo general se trata de más de 10^5 ciclos.

Los grupos mencionados proporcionan la cantidad relativa de ciclos de esfuerzos a lo largo de la vida de fatiga de un material.

5.6.1 Diagramas S-N

Los diagramas S-N indican la resistencia a la fatiga de un material mediante una curva de fatiga, la cual, expresa el número de ciclos que se requieren para generar una falla con distintos niveles de esfuerzos aplicados cíclicamente. Los esfuerzos alternantes S se grafican contra la cantidad de ciclos hasta la falla N . Éstas curvas son muy útiles para analizar la vida de fatiga de un material aunque sólo indican el número total de ciclos que soporta la pieza antes de que falle cuando son sometidas a un cierto nivel de esfuerzos. Los diagramas S-N indican que cuando el nivel de los esfuerzos alternantes disminuye, aumenta la cantidad de ciclos a los que puede estar sometido el material antes de que ocurra una falla. Existe un factor muy importante, el cual define si el material resistirá una cantidad elevada de ciclos de esfuerzos, a ésta se le conoce como límite de fatiga o límite de resistencia [20].

En este trabajo, el material seleccionado para la manufactura de la pieza diseñada es un acetal Celcon® M15HP, fabricado por la empresa Celanese. Se le solicitó al proveedor antes mencionado la curva S-N del material en cuestión. En la figura 5.16 se muestra dicha curva.

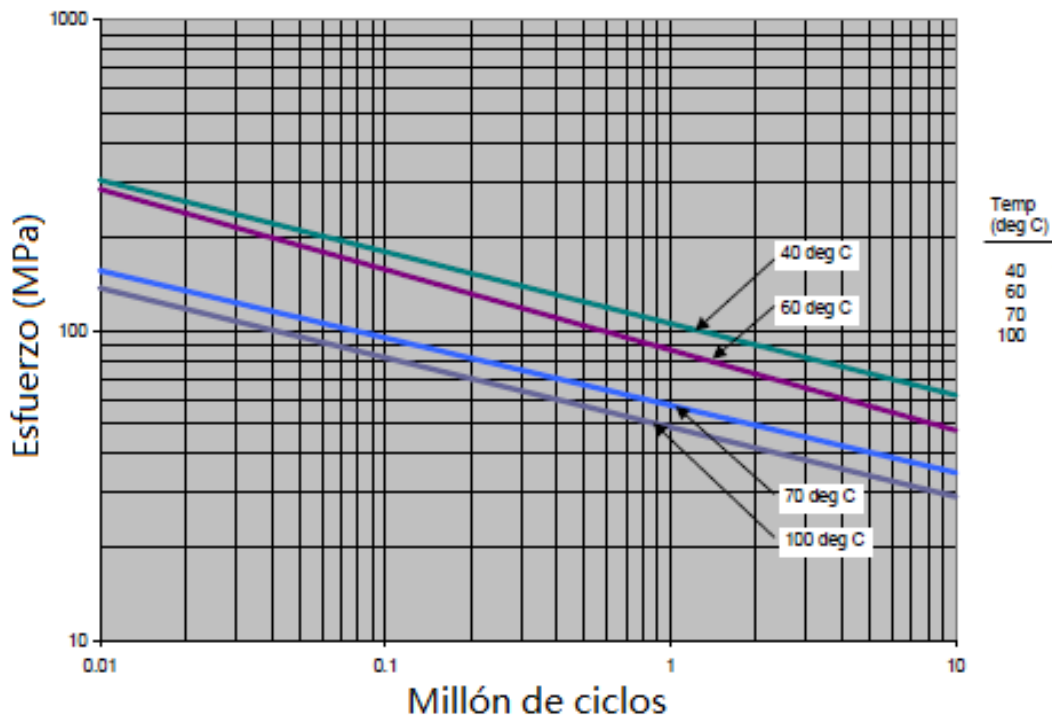


Figura 5.16. Curvas S-N para el Acetal Celcon® M15HP.

Como se mencionó, el producto en cuestión está diseñado para mejorar el enfriamiento de bebidas enlatadas. Existen ciertos factores que ayudarán a determinar si el producto diseñado fallará durante su aplicación. Como primera consideración, el dispositivo trabajará dentro de un enfriador, por lo tanto, la temperatura de trabajo oscilará cerca de los cero grados Celsius.

Como segundo factor a considerar, partiendo del hecho que la pieza trabajará dentro de un enfriador, se toma en consideración que la vida útil promedio de un enfriador es de diez años, hablando de refrigeradores comerciales. Partiendo del hecho anterior, como tercer factor, considerando un caso extremo, en el cual la pieza trabaja en un lugar donde el consumo de bebidas enlatadas tiene mucha demanda, se consideraron 80 ciclos por día.

Con base en lo anterior, se determina el número de ciclos a los cuales la pieza estará sometida durante los diez años de vida que se consideraron anteriormente. Para calcularlo se puede hacerlo mediante la siguiente ecuación:

$$N = (N_d)(D_a)(N_a) \quad (33)$$

Donde:

- N es el número de ciclos
- N_d es el número de ciclos por día
- D_a es el número de días por año
- N_a es el número de años.

Teniendo en cuenta que $N_d=80$, $D_a = 365$ y $N_a = 10$, se tiene:

$$N = (80)(365)(10) = 292000 \text{ ciclos.}$$

6. ANÁLISIS DE MOLDEABILIDAD DEL COMPONENTE

6.1 Análisis de moldeabilidad por simulación de flujo

Una vez presentada esta breve introducción, se realizó el análisis de moldeabilidad sobre los conceptos creados. Para ello se utilizó el software Autodesk Moldflow Adviser 2017, donde el objetivo fue observar mediante una simulación el proceso de inyección aplicado a los conceptos del porta latas.

En dicho software se observa lo que pasa cuando el material entra a las cavidades del molde, que en este caso es el porta latas. El ver lo que ocurre con el material una vez que entra al molde sirvió para ver su comportamiento y determinar los posibles problemas que pueden presentarse durante el llenado de la pieza o los posibles defectos que el producto puede tener una vez que el material es inyectado.

Antes de maquinar el molde, es necesario realizar el análisis de moldeabilidad para ver las complicaciones y corregir todo lo posible para que a la hora de tener el molde y hacer el proceso de inyección en una maquina real no haya problemas y los productos puedan tener alta calidad.

6.2 Análisis para el concepto 1.

A continuación se presentan los análisis de moldeabilidad, el primer análisis realizado fue sobre el concepto 1. El primer paso fue analizar la geometría para ubicar la mejor zona donde se pudiera poner el punto de inyección. En la figura 6.14 se muestra el resultado.

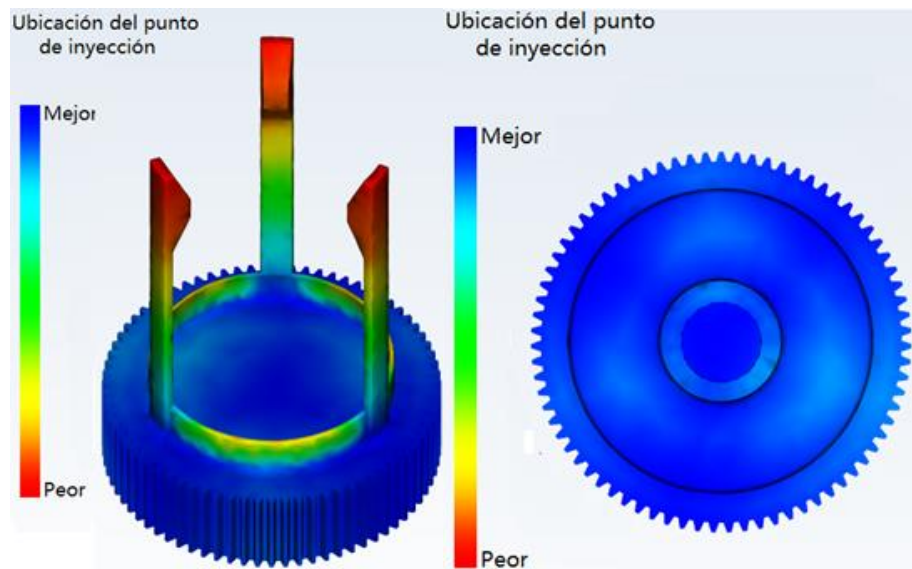


Figura 6.14. Mejor zona del concepto para posicionar el punto de inyección.

Del lado izquierdo se presenta una barra RGB. El color rojo representa la peor zona para poner el punto de inyección y el color azul la mejor zona para ubicar dicho punto. El color verde es el punto neutro, es decir, es la zona donde también se puede poner el punto, pero no es la mejor ni la peor.

Se decidió colocar el punto de inyección por debajo de la pieza, exactamente en el centro. Con esta ubicación se asegura que las protuberancias de los elementos de engarce, que serían la última parte de la pieza en llenarse, lo hagan al mismo tiempo. Además, los mecanismos que le darán forma a las protuberancias deben ir en el lado móvil del molde. En la figura 6.15 se observa la ubicación del punto de inyección, el cual tiene un diámetro de 3 [mm].

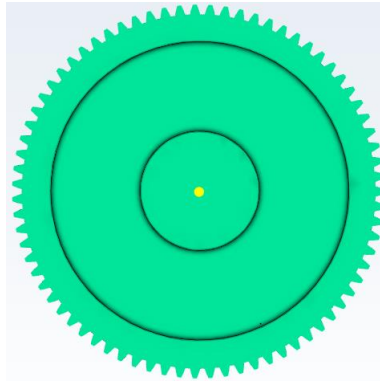


Figura 6.15. Ubicación de los puntos de inyección.

6.2.1 Ventana de proceso

La ventana de proceso es una geometría que ayuda a determinar tres parámetros importantes que se utilizan en el proceso de inyección, estos valores varían dependiendo del material con que se trabaje.

- Temperatura de masa fundida.
- Temperatura del molde.
- Tiempo de inyección.

En la figura 6.16 se muestra la ventana de proceso del Celcon M15HP

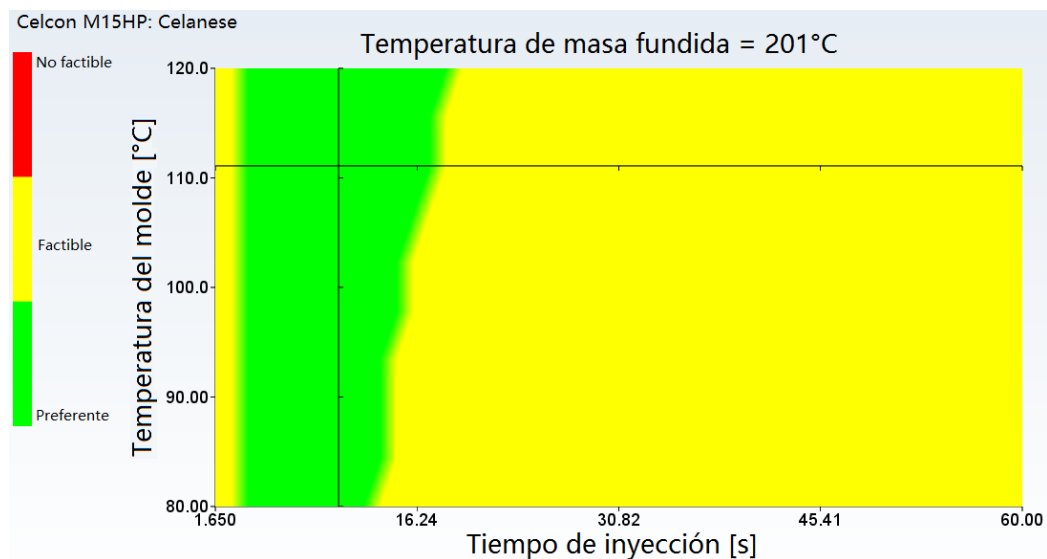


Figura 6.16. Valores óptimos de la ventana de proceso.

Como se observa dicha ventana está compuesta por dos colores, el color verde representa las temperaturas de molde y los tiempos de inyección a los que el material preferentemente debe inyectado siempre y cuando la temperatura de masa fundida sea de 201 °C. El color amarillo son las temperaturas y tiempos que también pueden usarse, pero que no son los mejores.

La intersección que se observa es el punto óptimo que el software recomienda y los valores se muestran en la tabla 34.

Parámetros	Valores
Temperatura del molde	111.1 [°C]
Temperatura de masa fundida	201.1 [°C]
Tiempo de inyección	10.58 [s]

TABLA 34. Valores óptimos proporcionados por el simulador.

Para el análisis de llenado no se utilizó el punto óptimo, pues con base a la experiencia que se tiene, se determinó que el tiempo de inyección es muy alto. Debido a esto, se realizó una serie de análisis y se encontró que 5 (s) de tiempo de inyección, 205 (°C) de masa fundida y 110 (°C) de temperatura de molde forman un punto adecuado el cual arroja los siguientes resultados.

6.2.2 Tiempo de llenado.

Una vez que se determinó la ubicación del punto de inyección y que se ingresaron como dato los valores antes mencionados, se efectuó el análisis para el llenado de la pieza. El resultado que se obtuvo es el que se muestra en la figura 6.17.

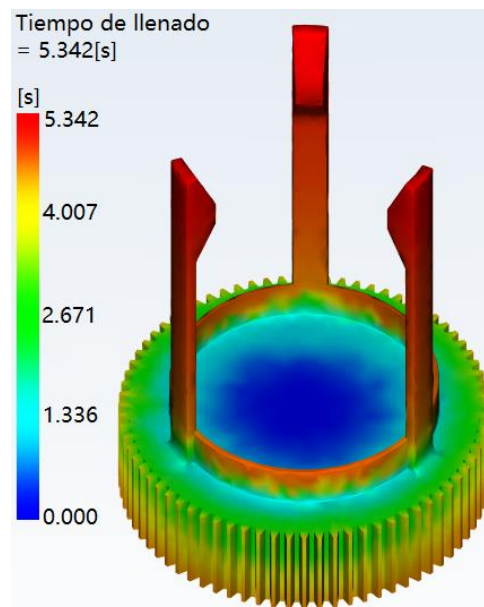


Figura 6.17. Tiempo de llenado

La interpretación de este resultado es el siguiente: la parte marcada de color azul es la primera zona que empieza a llenarse. Conforme el material comienza a llenar más la cavidad, el color cambia a un azul con tonalidad más clara, para entonces el tiempo de llenado es de 1.336 [s]. Para el tiempo de 2.671 [s], la pieza se encuentra llena hasta donde finaliza el color verde. A 4.007 [s], la base del porta latas se encuentra casi llena. Finalmente el color rojo representa la última zona en llenarse, el tiempo total de llenado es de 5.342 [s].

A continuación, en la figura 6.18, se presenta la secuencia del llenado de la pieza.

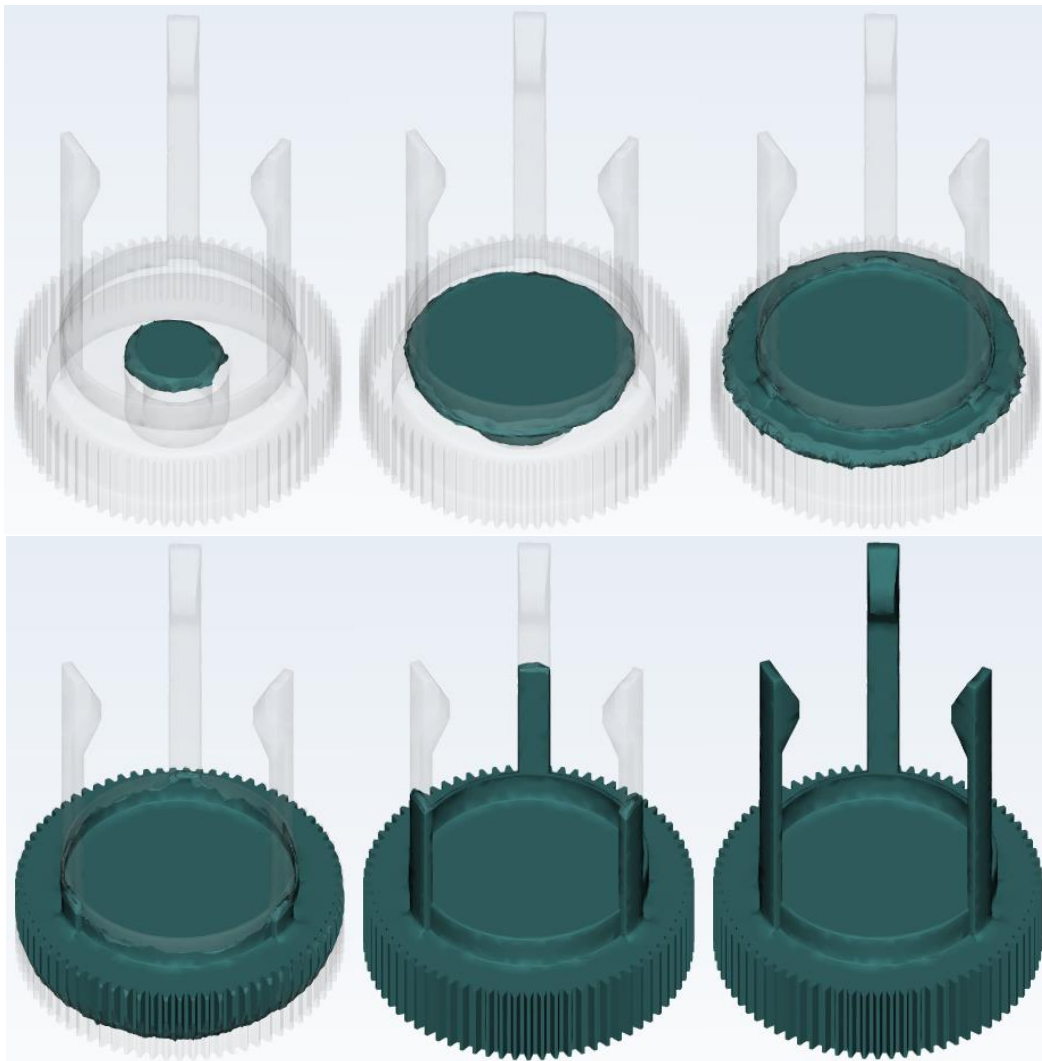


Figura 6.18. Secuencia del llenado del porta latas.

Como se había previsto, los elementos de engarce son la última zona en llenarse.

6.2.3 Confianza de llenado y prediccion de calidad

En la figura 6.19 se muestran dos resultados, del lado izquierdo se presenta la confianza de llenado y de lado derecho la predicción de la calidad.

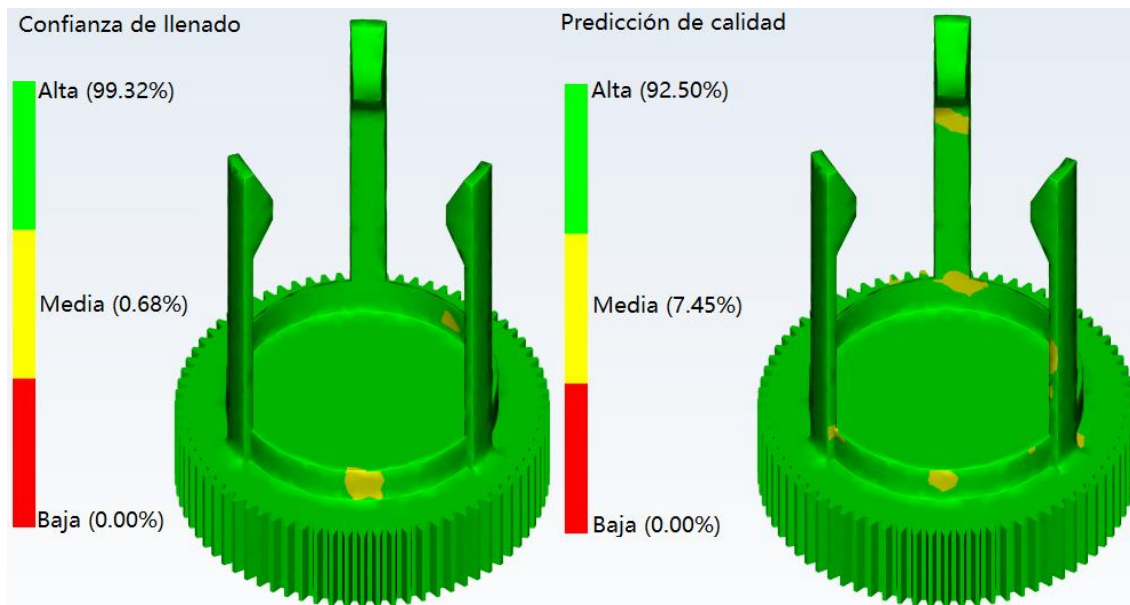


Figura 6.19. Confianza de llenado y predicción de la calidad.

La confianza de llenado muestra de color verde las zonas que se llenaran sin problema, para este concepto hay una alta confianza de llenado del 99.32, muy cercano del 100%, el color amarillo se refiere a la zonas que se llenaran pero con un poco de dificultad, dichas zonas se presentan en el ajuste a presión de manera casi despreciable, en un 0.68% de la pieza, el color rojo hace referencia a las zonas donde el material tendrá problemas para entrar, en cual se tiene un porcentaje nulo.

La predicción de la calidad muestra las zonas que tendrán alta, media y baja apariencia una vez que el producto sea inyectado. Como se observa el 92.5% de la pieza será de alta calidad, el 7.45% tendrá una apariencia media y se presenta en algunas zonas del ajuste a presión.

6.2.4 Presión de inyección y caída de presión.

La presión de inyección necesaria para poder inyectar una pieza se observa en la figura 6.20 a).

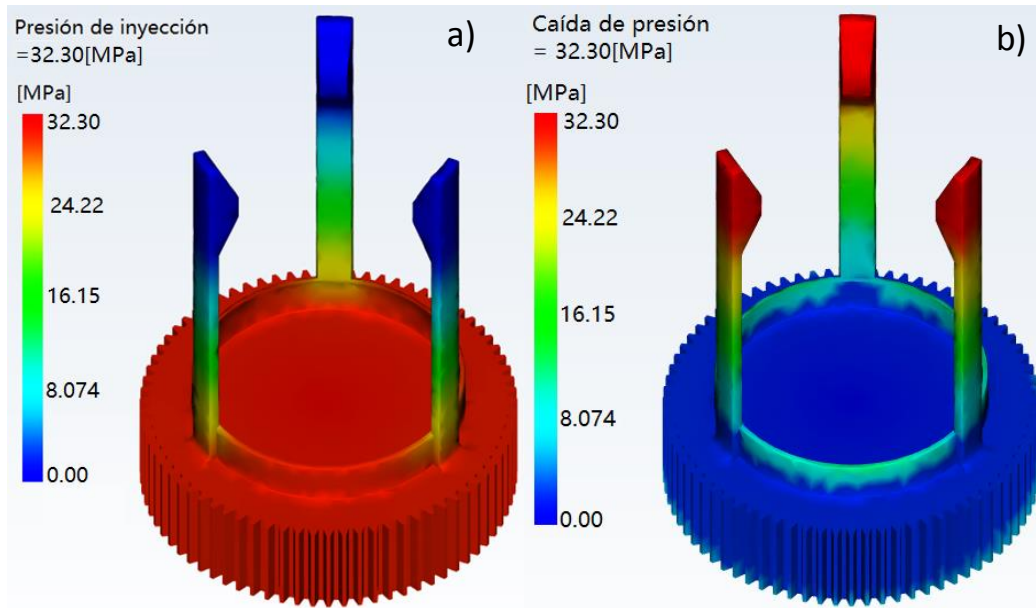


Figura 6.20. Presión de inyección.

Se determinó que la presión de inyección es de 28 [MPa]. Como se puede observar dicha presión es generada en el punto de inyección y conforme el material avanza la presión va disminuyendo, de tal forma que la presión de inyección tiende a cero en las últimas zonas que se llenan. A esto último se le llama caída de presión y su gráfica se ve representada en la figura 6.20 b).

6.2.5 Líneas de soldadura

En la secuencia del llenado del porta latas, figura 6.18, se pudo observar que el choque de flujos genera pequeñas líneas de soldadura. Es importante conocer las líneas de soldadura que cada uno de los conceptos que se elaboran pueden contener, esto para tener bien especificadas las zonas donde el producto puede llegar a fallar si es que está sometido a una carga.

Como se observa en la figura 6.21, las líneas de soldaduras generadas son casi despreciables y se encuentran en puntos que no son críticos y puedan llegar a comprometer su comportamiento durante su aplicación.

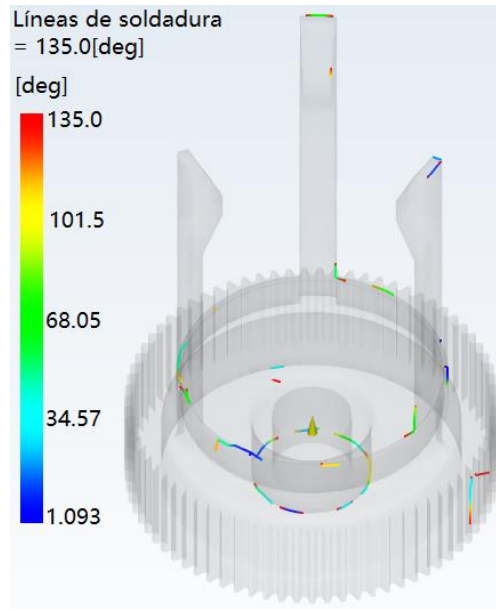


Figura 6.21. Líneas de soldadura

6.2.6 Marcas de hundimiento

Otro resultado que se pudo obtener, son los defectos superficiales que pueden aparecer en la pieza una vez que solidifica. En la figura 6.22 se aprecian las zonas donde probablemente aparezcan los defectos llamados marcas de hundimiento con 0.3796 mm de profundidad en la zona más crítica.

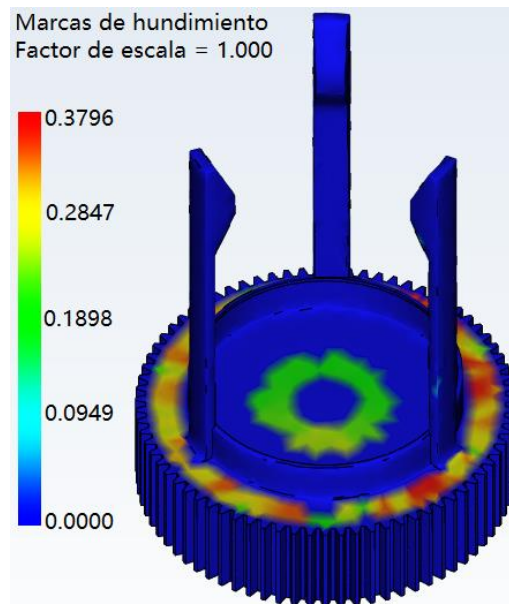


Figura 6.22. Posibles rechupes en la pieza.

6.2.7 Alabeo

El resultado obtenido es el que se muestra en la figura 6.23.

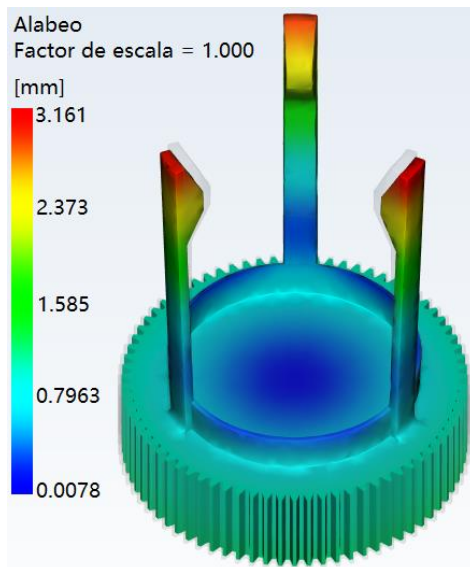


Figura 6.23. Alabeo de la pieza una vez que se enfría.

Se observa que el máximo alabeo que la pieza sufre es de 3.161[mm] y se presenta en la punta de los elementos de engarce. El alabeo es menor conforme se va acercando a la base, el mínimo alabeo que se presenta y que se considera despreciable es de 0.0078 [mm].

6.3 Análisis para el concepto 2

Se ubicó la mejor zona para el punto de inyección. En la figura 6.24 se muestra el resultado.

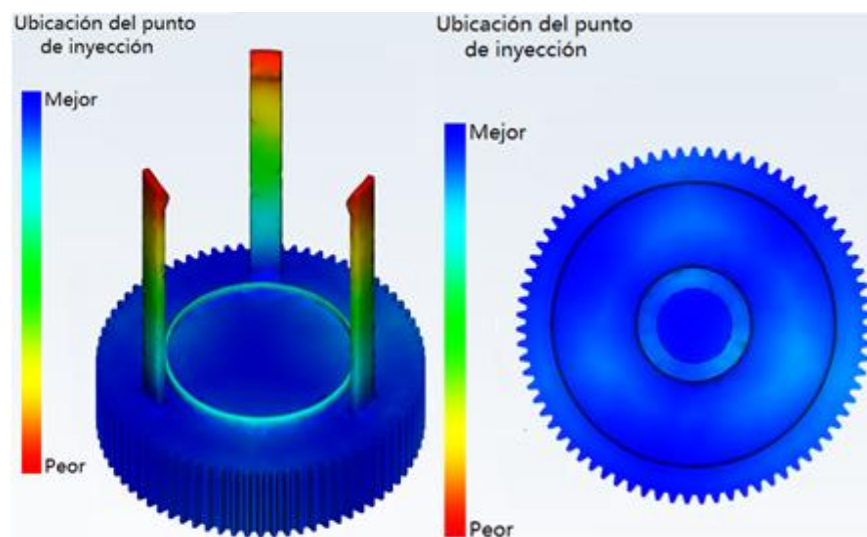


Figura 6.24. Mejor zona del diseño para posicionar el punto de inyección.

Los resultados que arrojó el software fueron parecidos a los del concepto anterior. Las zonas azules, que son las mejores para poner el punto de inyección, son las mismas para este concepto. Por lo tanto se determinó poner el punto de inyección en la parte inferior de la pieza, tal y como se muestra en la figura 6.25. El punto de inyección es de 3[mm].

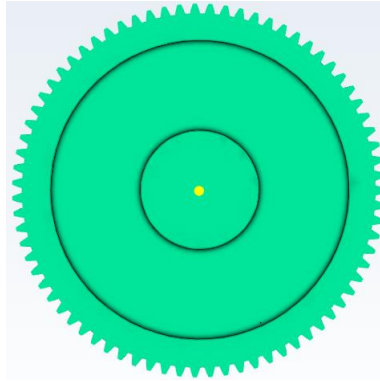


Figura 6.25. Posicionamiento del punto de inyección.

6.3.1 Ventana de proceso

En la figura 6.26 se muestra la ventana de proceso obtenida para este concepto.

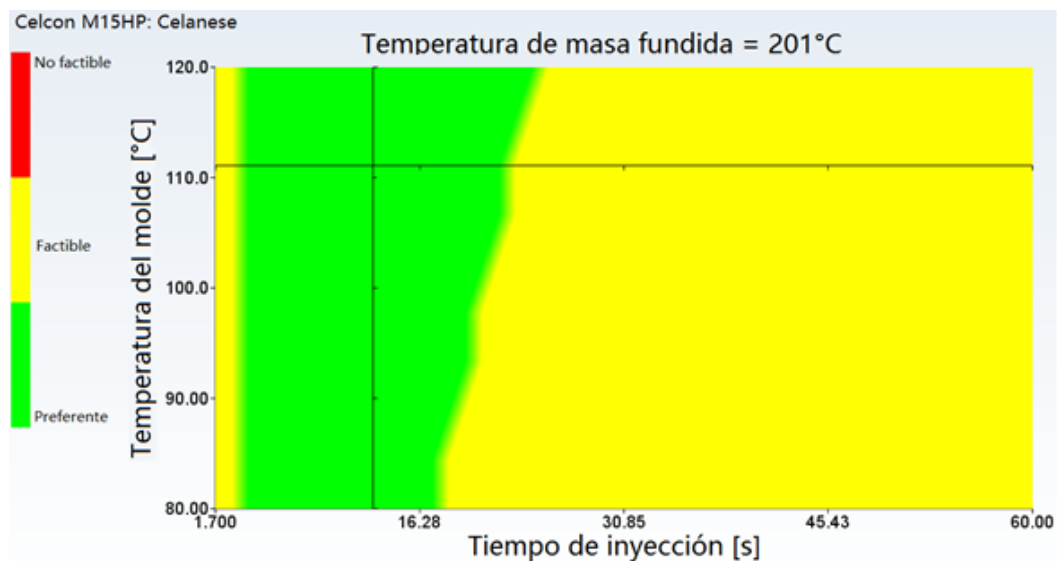


Figura 6.26. Valores óptimos de la ventana de proceso.

El punto óptimo que el análisis propone es el que se presenta en la tabla 35.

Parámetros	Valores
Temperatura del molde	111.1 [°C]
Temperatura de masa fundida	201.1 [°C]
Tiempo de inyección	13.00 [s]

TABLA 35. Valores óptimos proporcionados por el simulador.

Nuevamente el tiempo de inyección es muy alto, por lo que se consideraron los valores utilizados en el concepto 1, los cuales son: 110 [°C] de temperatura del molde, 205 [°C] de temperatura de masa fundida y 5[s] de tiempo de inyección. Con estos valores los resultados obtenidos son los siguientes.

6.3.2 Tiempo de llenado.

El tiempo de llenado de la cavidad fue de 5.352 [s], prácticamente es igual al del concepto 1. La diferencia de este concepto, es que las protuberancias en los elementos de engarce se encuentran más alejadas, por lo cual el tiempo subió ligeramente. En la figura 6.27 se muestra el resultado.

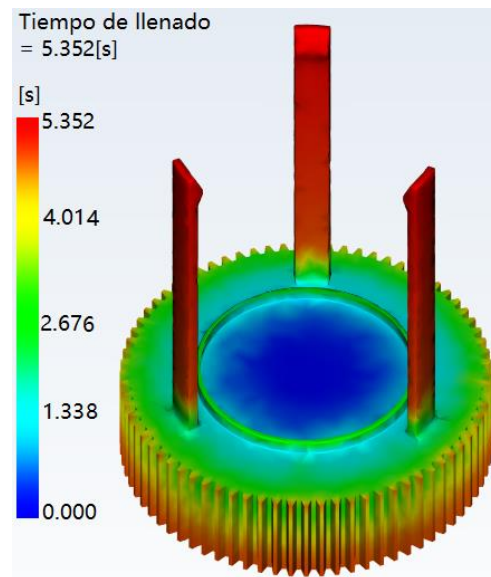
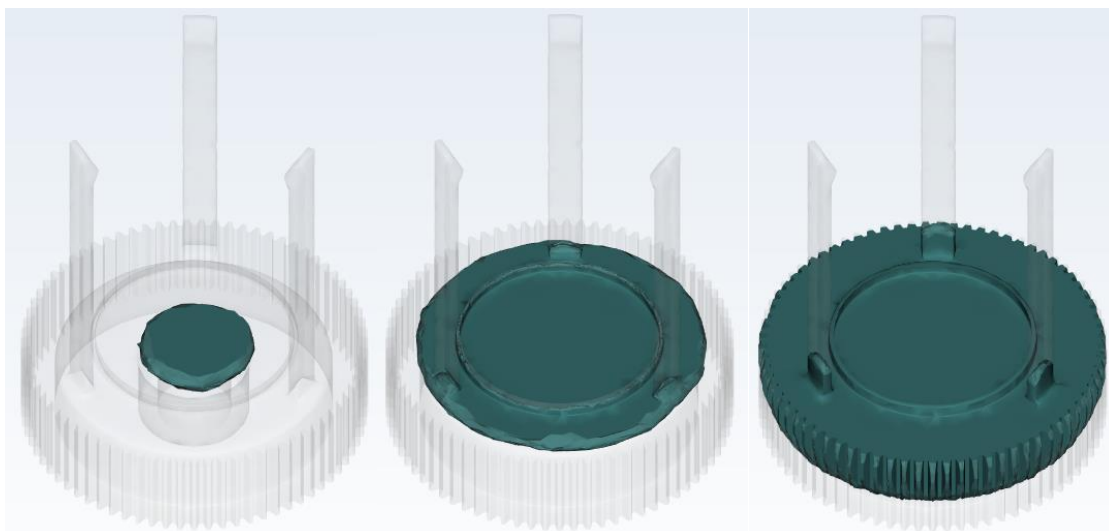


Figura 6.27. Tiempo de llenado

En la figura 6.28 se observa la secuencia de llenado.



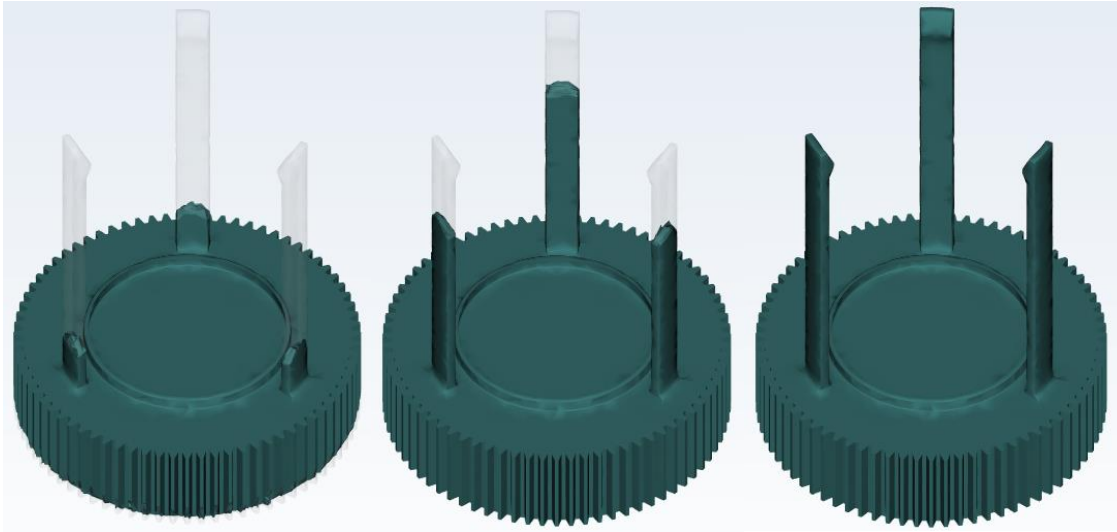


Figura 6.28. Secuencia del llenado del porta latas.

6.3.3 Confianza de llenado y predicción de calidad.

Se puede observar en la figura 6.29 que la confianza de llenado es alta obteniendo un ciento por ciento, lo cual indica que las cavidades se llenarán sin problema. En cuestiones de calidad, se obtendrá un calidad alta en el 93.38% de la pieza y una calidad media en el 6.62% de la misma.

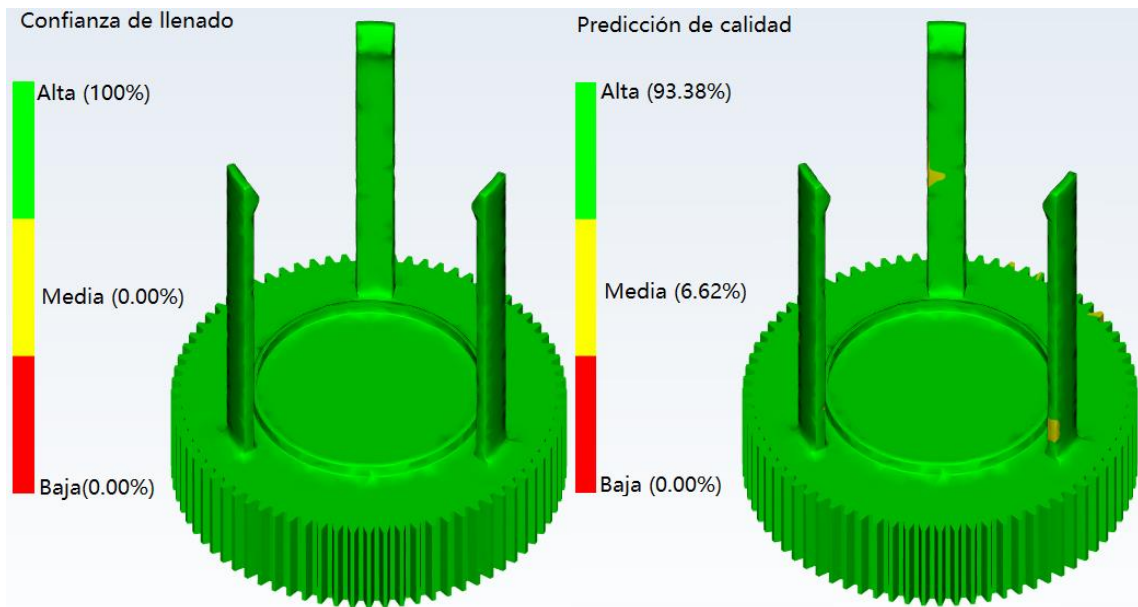


Figura 6.29. Confianza de llenado y predicción de la calidad

6.3.4 Presión de inyección y caída de presión.

La presión de inyección que se obtuvo se observa en la figura 6.30 a).

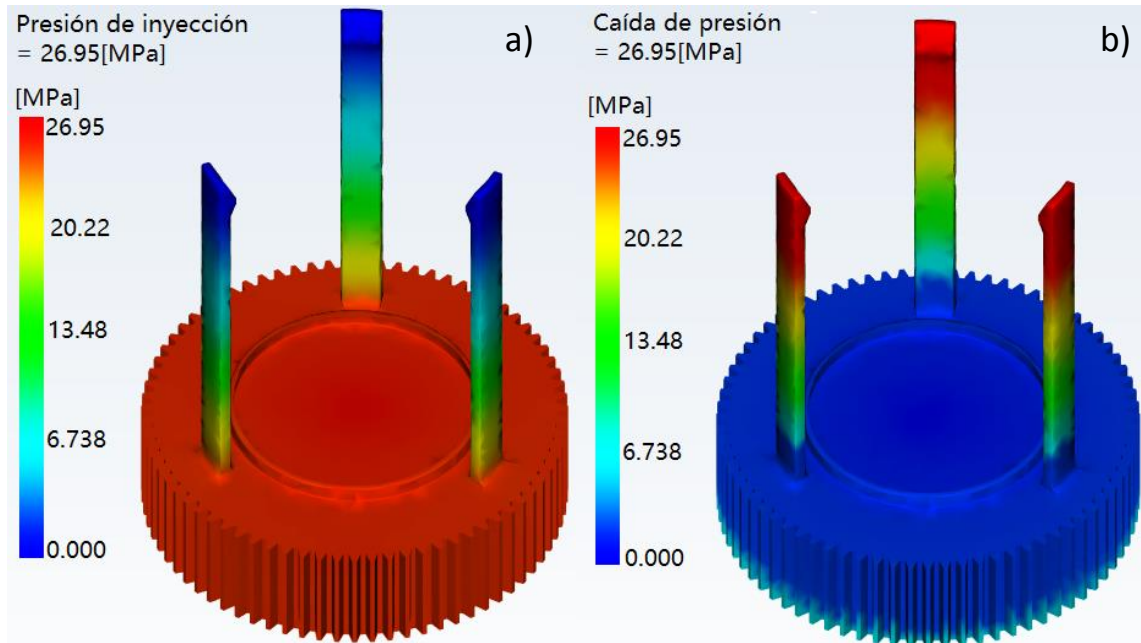


Figura 6.30. Presión de inyección y caída de presión.

Para este concepto la presión de inyección necesaria para poder inyectar el material es de 26.95 [MPa], es una presión de 5.35 MPa por debajo de la generada en el concepto 1. Basándose en la figura 6.30 b), conforme el flujo de material empieza a llenar la cavidad, la presión de inyección empieza a disminuir, en ese momento se produce la caída de presión. La última zona en llenarse indica que la caída de presión es de 26.95 [MPa].

6.3.5 Líneas de soldadura

Para este concepto las líneas de soldadura se generaron de manera similar al concepto 1, debido a la similitud del modelo y la posición del punto de inyección, obteniéndolas en zonas no críticas donde no se compromete el funcionamiento de la pieza. En la figura 6.31 se muestra el resultado.

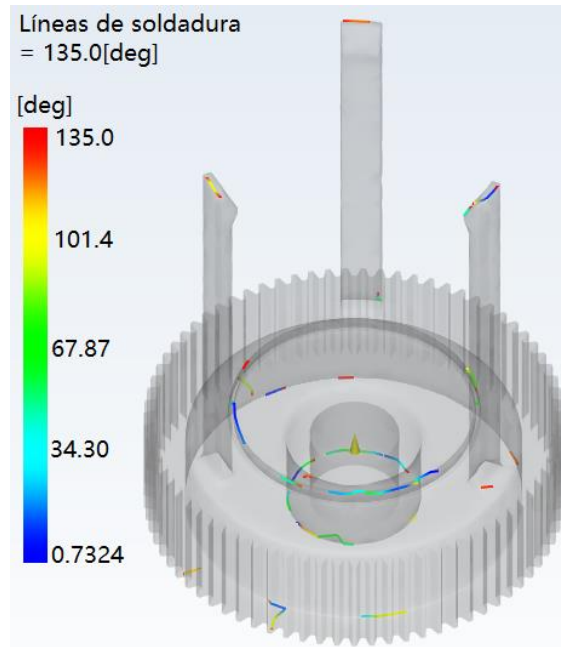


Figura 6.31. Líneas de soldadura

6.3.6 Marcas de hundimiento

Las zonas donde probablemente aparezcan defectos superficiales una vez que la pieza solidifica se muestran en la figura 6.32. La profundidad de las llamadas marcas de hundimiento es de 0.4381 [mm] en la zona más crítica. Para este concepto las marcas de hundimiento son más profundas en comparación con el concepto 1.

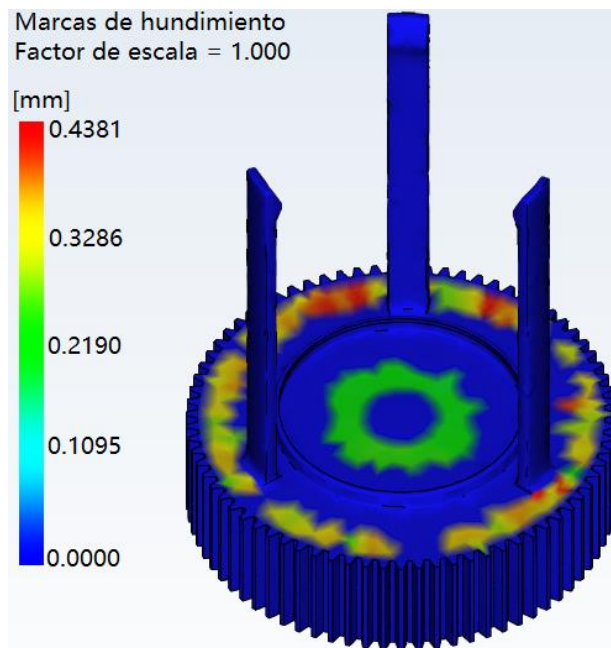


Figura 6.32. Posibles rechupes en la pieza.

6.3.7 Alabeo

En la figura 6.33 se observa que el máximo alabeo es de 1.684 [mm] y se presenta en la punta de los elementos de engarce. Al acercarse a la base de los elementos de engarce el alabeo disminuye y el mínimo valor que se presenta es de 0.0029 [mm] que podría considerarse despreciable.

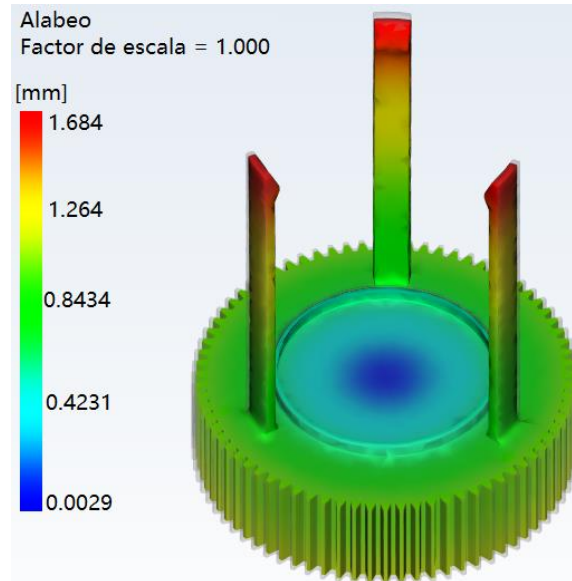


Figura 6.33. Pandeo de la pieza una vez que se enfría.

6.4 Análisis de resultados.

Mediante la aplicación del diseño de detalle, se lograron obtener dos conceptos, concepto 1 y concepto 2, los cuales difieren en la posición en la que la lata es ensamblada, boca arriba y boca abajo respectivamente. Estos dos diseños fueron estudiados mediante análisis estructural y de moldeabilidad. Algunos de los resultados más relevantes obtenidos con el análisis estructural se muestran en la tabla 37:

PROPIEDAD	Concepto 1	Concepto 2
Fuerza de ensamble [N]	14.19	3.54
Fuerza de desensamble [N]	15	3
Esfuerzo de Von Mises máximo en el ensamble [MPa]	48.79	10.007
Esfuerzo de Von Mises máximo en el desensamble [MPa]	48.78	10.007
Deformación en el ensamble [%]	1.58	0.325
Deformación en el desensamble [%]	1.58	0.325

TABLA 37. Comparación de resultados del análisis estructural.

De acuerdo con el experimento realizado, el rango de fuerzas requeridas para ensamblar y desensamblar algunas tapas de productos de uso común va 6 a 41 [N]. Se observa que las fuerzas de ensamble y desensamble en el concepto 1 están dentro de dicho rango, lo cual quiere decir que el ensamble o desensamble será sencillo. Para el concepto 2, las fuerzas calculadas se encuentran por debajo del rango determinado, esto quiere decir que el ensamble será suave y con mayor

facilidad, aunque no es necesariamente lo más deseable, ya que al tener una fuerza de desensamble muy baja, la lata corre el riesgo de salirse de su lugar.

El esfuerzo de Von Mises del concepto 1 se encuentra por debajo del permitido por el material, aproximadamente un 28% por debajo de los 68 [MPa], mientras que el concepto 2 se encuentra un 85% por debajo. Por criterio de falla de Von Mises los conceptos 1 y 2 no presentarían problemas en cuanto a la fuerza aplicada. Aunado a esto, la deformación de para el ensamble y desensamble en el concepto 1 es de 1.58%, mientras que el concepto 2 es de 0.325% tanto para el ensamble, como el desensamble, los cuales son inferiores al 16% que permite el material, por lo tanto, ambos conceptos no tendrán problemas en deformarse.

Con respecto al ajuste a presión, se obtuvo una fuerza de ensamble de 27.78 [N] y 27.82 [N] para los conceptos 1 y 2 respectivamente. Dichas fuerzas también entran en el rango obtenido, por lo que el ensamble se lleva a cabo sin problemas.

Debido a que se consideró que el porta latas trabajará en su posición más crítica, en la cual los elementos de engarce soportarán el peso de la lata, es necesario realizar un análisis y evaluar si son capaces de soportar el peso la lata. Para ello, se debe considerar la masa de la lata, la cual es de 261 [g] en promedio. Considerando la gravedad, se obtiene un peso de la lata de 2.54 [N]. Con base en la tabla 37 se tiene que la fuerza de desensamble total es de 14.19 [N] y 3.54 [N] para los conceptos 1 y 2 respectivamente. La fuerza necesaria que deben ejercer los elementos de engarce para sostener la lata es de 2.54 [N], es una fuerza que se encuentra por debajo de la fuerza de desensamble en ambos casos, por lo tanto la lata permanecerá en su posición en ambos conceptos.

Por otro lado, analizando los conceptos por fatiga, se observa que las curvas dependen de la temperatura a la cual esté sometiendo el material. De acuerdo a la figura 5.16, la curva color verde corresponde a la mínima temperatura representada por el fabricante, la cual es de 40 [°C]. Para éste análisis se requiere una curva cercana a los 0 [°C], de acuerdo al comportamiento del diagrama, se puede observar que a menor temperatura de trabajo, el desempeño del material aumenta, es decir, se requiere una mayor cantidad de ciclos, así como esfuerzos más elevados para que el material falle. Con base en lo anterior, la curva de interés correspondiente a una temperatura cerca de los 0 [°C], se encontraría por arriba de las curvas mostradas de acuerdo al comportamiento que presentan, esto quiere decir que para el caso más crítico que es el del ensamble y desensamble para el concepto 1 con 48.79 [MPa] de esfuerzo, el punto crítico de falla se encontraría por encima de los 10 millones de ciclos, por lo que para los 292,000 ciclos a los que estará sometida la pieza en su tiempo de vida, el esfuerzo por fatiga no será causa de falla durante su aplicación.

En cuanto al análisis de moldeabilidad con un punto de inyección situado en la parte central inferior del engrane, la ventana de proceso del concepto 1 (figura 6.16) en su punto óptimo mostró un tiempo de inyección muy elevado, el cual no es conveniente debido a los costes que genera tener un tiempo de inyección largo. Con base en una serie de análisis se logró establecer el tiempo de inyección en los 5.342 (s) situándose aún dentro de la ventana. Se notó que si se bajaba aún más el tiempo de inyección, la calidad de la pieza y la confianza de llenado se verían afectadas debido a que la velocidad de corte que se genera es elevada, así como problemas de empaquetamiento y largos tiempo de enfriamiento.

La confianza de llenado es de prácticamente el cien por ciento para ambos conceptos, la predicción de calidad es de 92.5% para el concepto 1 y de 93.38% para el concepto 2 (figuras 6.19 y 6.29), porcentajes que se consideran muy elevados pues solo cuentan con algunas zonas con calidad mediana lo cual indica que en general la pieza no comprometerá su desempeño debido a calidad.

La presión de inyección que se necesita para inyectar los conceptos 1 y 2 es de 32.20 [MPa] y 26.95 [Mpa] respectivamente (figuras 6.20 y 6.30). Es un resultado que se necesita saber para determinar la máquina de inyección con la cual se pueda realizar el proceso. Para este caso, la máquina de inyección que se tiene en el Laboratorio de Procesamiento de Plásticos, UNAM, funcionaría para inyectar el porta latas, pues la máxima presión de inyección que genera es de 1892 [MPa].

Las líneas de soldadura presentadas en ambos conceptos son despreciables debido a que el punto de inyección se colocó en una zona la cual no ocasiona que haya choques de flujo los cuales generen una línea que afecte de forma determinante el desempeño de la pieza (figuras 6.21 y 6.31)

En cuanto a las marcas de hundimiento en ambos casos, las más significativas se presentan en la zona del engrane, siendo más notables en el concepto 2, lo cual se podía predecir debido a que los espesores que se manejan en esa zona son elevados y que dada su naturaleza tienden a generarse ese tipo de defectos. Se recomienda al diseñador del engrane rediseñar esa parte y para poder disminuir las marcas presentadas (figuras 6.22 y 6.32).

Con base en los análisis anteriores, se puede deducir que el concepto que muestra mejores resultados es el concepto 1, un factor determinante es la fuerza de desensamble para cada concepto, el concepto 1 requiere una fuerza de 14.19 N, mientras que el concepto 2 una fuerza de 3.54 N, esto indica que el concepto 2 tiene un riesgo mayor que la lata se salga durante el desempeño de su función, con esto el concepto 1 tendrá un mejor desempeño en esa parte, conservándose la fuerza de desensamble dentro del rango analizado resultando bastante cómodo el ensamble y desensamble.

7. GENERACIÓN DE UN PROTOTIPO Y EVALUACIÓN DE COSTOS DE FABRICACIÓN

7.1 Manufactura aditiva.

Mediante manufactura aditiva se fabricó el prototipo del concepto 1. Se decidió ocupar este tipo de fabricación debido a la rapidez con que se pueden crear físicamente los conceptos. Cabe aclarar que el prototipo fabricado mediante manufactura aditiva no es funcional debido a que el material con el que se fabricó tiene diferentes propiedades a las que se consideraron para el producto final. El concepto 1 fue impreso con PLA (poliácido láctico), el cual es un material muy distinto al que se consideró al inicio (Celcon M15HP), sus propiedades mecánicas están por debajo de las que se mencionan en el capítulo 2.2.3. En la figura 7.1 se presenta el prototipo del concepto 1.



Figura 7.1. Impresiones 3D.

7.2 Evaluación de costos de fabricación

7.2.1 Costo del molde

Existen varios métodos para estimar el costo de un molde. Para calcular el costo de un molde deben considerarse varios aspectos como; el número de cavidades, el costo de la base del molde y la personalización.

Se debe tener en cuenta que los costos de mantenimiento durante la vida útil del molde son incluidos en la amortización del molde y deben ser calculados como parte de los costos.

La personalización puede ser de los elementos más costosos en la fabricación de un molde, tal es el caso de cavidades e insertos. El costo de las cavidades e insertos son las partes más costosas en la fabricación de un molde. Sus costos son elevados debido a que se debe poner mucha atención en todos los detalles geométricos, también deben ser realizados con un material muy duro y deben tener un alto grado de precisión.

El costo de cada cavidad se puede calcular mediante la suma de los costos de los materiales, los costos de maquinado en los insertos y los costos en el acabado de los insertos.

El costo del maquinado de una cavidad es el aspecto más influyente en el costo de un molde y esta depende de muchas variables como; el volumen y la complejidad de la geometría de la pieza que se quiere obtener, el proceso de maquinado, las propiedades del material en los insertos, costo de la mano de obra y la calidad de los insertos [21].

Se debe tener en cuenta el costo de hora máquina, es variable, depende de cada empresa y de la locación en donde se encuentre, por ejemplo, una empresa manufacturera en China tiene una tarifa de hora máquina más baja que una empresa manufacturera Americana. También depende de la modernidad de las máquinas con las que cuenta la empresa ya que existen máquinas modernas que ahorran pasos en el maquinado y el tiempo de hechura disminuye. Es de suma importancia trabajar con geometrías lo más simplificadas posibles ya que de esto dependerá que no se pierda mucho tiempo el detallado de las cavidades [21].

El tiempo de maquinado es una función que depende del volumen de material que se va a remover y la razón de material removido. Éste tiempo es dependiente de la complejidad que requieren algunas cavidades, para esto se debe considerar un factor de complejidad, un factor de maquinado y un factor de eficiencia en el maquinado [21].

Las propiedades del molde, la calidad de los materiales en los insertos, el terminado y las tolerancias requeridas son las variables para determinar precio del material removido.

El factor de complejidad en cual está relacionado con las dimensiones y características en el diseño de la pieza que será moldeada. El factor de complejidad depende de ciertos factores como:

- Cavidades que incluyen algún tipo de mecanizado (correderas, levantadores, etc.)
- Generación de códigos adicionales de control numérico computarizado.
- Geometrías que requieran el maquinado mediante electroerosión.
- Inspección para obtener una geometría específica.

La complejidad de las cavidades depende de las dimensiones y las características especificadas en el diseño de la pieza.

El factor de complejidad se puede calcular mediante el área de superficie de la pieza, el espesor de pared y volumen de la pieza.

Existe una variedad en el maquinado de insertos, en general el maquinado de un inserto para una aplicación dada es el promedio ponderado de cada uno de los factores que intervienen en proporción a su uso [21]. En la tabla 37 se observan algunos factores que intervienen en el maquinado así como su valor.

Proceso de maquinado	Factor de maquinado
Torneado	0.5
Perforado	0.5
Moleteado	1
Estriado	4
Electroerosión	4

Tabla 37. Factor de maquinado dependiendo del proceso de maquinado.

La personalización de un molde tiene que ver con el número de pasos en el diseño, maquinado y ensamble que se tienen que llevar a cabo para cumplir con las especificaciones del cliente. Si el cliente requiere una pieza con detalles muy específicos, el costo del molde se eleva ya que el tiempo que se le tiene que invertir es mayor y como se mencionó anteriormente, el detallado de un molde suele elevar los costos del mismo de manera muy considerable. Algunos de los detalles específicos se muestran a continuación.

- Agujeros para pernos adicionales en las placas del molde.
- El uso de moldes de colada caliente cuando no es necesario.
- Moleteado de los canales de colada caliente.
- Taladrado, roscado y perforado de canales de enfriamiento adicionales en el molde.
- Perforaciones adicionales en la placa del molde para colocar expulsores.
- Diseñar y mecanizar otros componentes de molde necesarios, tales como placas separadoras.

Pueden existir muchos más detalles que generarán un costo y un tiempo adicional en la fabricación de un molde. El uso de tecnologías específicas eleva más aun el costo del mismo.

7.2.2 Cotización del molde para la fabricación del porta latas

La cotización del molde se obtuvo mediante un fabricante externo, la cual puede variar dependiendo de qué fabricante se trate. Con las especificaciones requeridas, la empresa PIFESA internacional S.A. de C.V. generó una cotización para la fabricación del molde del concepto 1 la cual es de \$14,000.00 dólares americanos. Se trata de un molde de alta producción, de dos cavidades, diseñado para obtener 1 millón de piezas (500 mil disparos), fabricado con una aleación 718 H de níquel-cromo-molibdeno tanto para la cavidad como para el corazón, para ser utilizado en la máquina DEMAG Ergo-tech pro 50-270, que se encuentra en el Laboratorio de Procesamiento de Plásticos en la Facultad de Ingeniería, UNAM. El documento de la cotización se encuentra en el apéndice B.

7.2.3 Costo del procesamiento de la pieza.

El costo de procesamiento de la pieza depende del tiempo de ciclo que se tenga en el proceso. Muchas de las empresas cotizan el procesamiento mediante el costo de hora máquina, el cual puede variar dependiendo de la magnitud de la empresa y de la ubicación de la misma. Se obtuvo una cotización de una empresa ubicada en la zona metropolitana, la cual es de 13 (dólares/hora).

7.2.4 Costos de los paquetes computacionales.

Se realizó una investigación sobre las licencias de programas computacionales utilizados para el desarrollo del porta latas. De acuerdo a la información proporcionada por el encargado del Laboratorio de Ingeniería Mecánica Asistida por Computadora, perteneciente a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, se invierten 10 mil dólares anuales para

el uso de licencias de paquetes computacionales Moldflow Adviser y Siemens NX específicamente, ya que son los paquetes utilizados en el desarrollo del porta latas.

7.2.5 Logística y Transportación.

En el apéndice C se muestra una cotización de \$225 USD (\$4060 pesos) por el costo de transportación de un lote de 15 mil piezas, con base en esto, el costo de transportación equivalente a una pieza es de \$0.015 USD.

7.3 Costo del porta latas.

El costo del porta latas está fuertemente influido por el número de piezas que se quiere fabricar. El costo del porta latas se calculó con una producción de 1 millón de piezas, debido a que se trata de una pieza que se producirá en grandes cantidades debido a su aplicación.

A continuación se muestran los insumos y requerimientos para la obtención del costo.

- Número estimado de piezas: 1,000,000
- Número de piezas por ciclo: 2
- Tiempo estimado de ciclo: 37 *segundos*
- Volumen aproximado de la pieza: $96.4844 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
- Densidad del POM M15HP: $1410 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
- Precio del POM M15HP : $5 \frac{\text{dólares}}{\text{Kg}}$
- Precio hora máquina: $13 \frac{\text{dólares}}{\text{hora}}$
- Paquetes de programas computacionales: 10,000 *dólares*
- Ingeniería y desarrollo: $18 \frac{\text{dólares}}{\text{hora}}$
- Logística y transportación: $0.015 \frac{\text{dólares}}{\text{pieza}}$

Masa del porta latas:

$$m = \rho V = \left(1410 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) (96.4844 \times 10^{-6} \text{ m}^3) = 0.136 \text{ (Kg)}$$

Costo del tiempo de ciclo por pieza:

$$\text{Costo del tiempo de ciclo por pieza} = 37 \text{ (s)} \cdot \frac{1}{3600 \text{ (hr)}} \cdot 13 \frac{\text{dólares}}{\text{hr}} = 0.107 \text{ (dólares)}$$

Costo del material por pieza

$$\text{Costo del material por pieza} = 5 \frac{\text{dólares}}{\text{Kg}} \cdot 0.136 \text{ Kg} = 0.68 \text{ (dólares)}$$

$$\text{Costo de ingeniería y desarrollo por pieza} = \frac{18 \frac{\text{dólares}}{\text{hr}} \cdot 160 \text{ hr}}{1000000} = 0.00288 \text{ (dólares)}$$

Concepto por pieza	Importe (dólares)
Tiempo de ciclo	0.107
Material	0.68
Molde	0.014
Paquetes computacionales	0.01
Ingeniería y desarrollo	0.00288
Logística y trasportación	0.015
PRECIO DE LA PIEZA	0.83

Se tendría que el costo por pieza es de:

Costo de la pieza	0.83 dólares = 15.1 pesos
--------------------------	----------------------------------

8. CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño de detalle del porta latas con dos sistemas de sujeción.
- Se determinó un rango de fuerzas de ensamble y desensamble necesario para sujetar tapas de distintos productos de uso doméstico, sirviendo como guía en el diseño del porta latas.
- Se creó un patrón de diseño para escalar la pieza a otros tamaños de latas.
- Se obtuvo un prototipo rápido mediante manufactura aditiva, con el cuál se aprecia el aspecto físico del porta latas.
- Se determinó el costo unitario del porta latas con base en una producción de 1 millón de piezas.

8.1 Trabajos a futuro

A continuación, se enlistan los trabajos a futuro.

- Analizar la pieza con otro material
- Modificar la geometría de la pieza para el ahorro de material.
- Fabricar el molde de producción.
- Validar molde mediante la aplicación de moldeo científico.
- Obtener piezas funcionales con el material propuesto (Celcon M15HP)
- Fabricar un banco de pruebas con el sistema planetario epicíclico y poner a prueba la sujeción de la lata.

CELCON® M15HP | POM | Unfilled
Description

Celcon® acetal copolymer grade M15HP is a creep resistant, high viscosity polymer providing optimum performance in general purpose injection molding. This grade provides overall excellent performance in applications requiring high stiffness.

Chemical abbreviation according to ISO 1043-1: POM

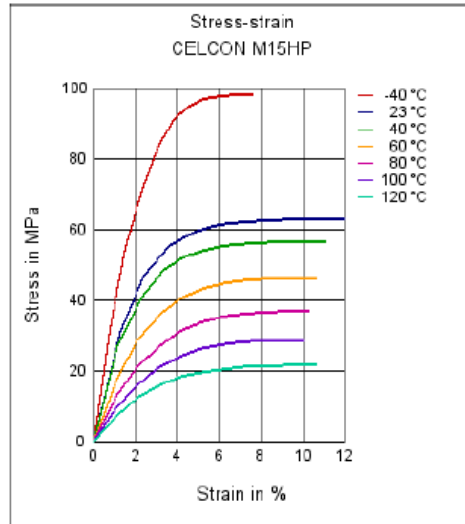
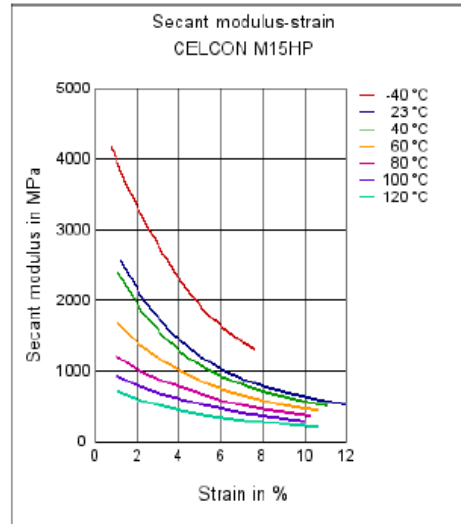
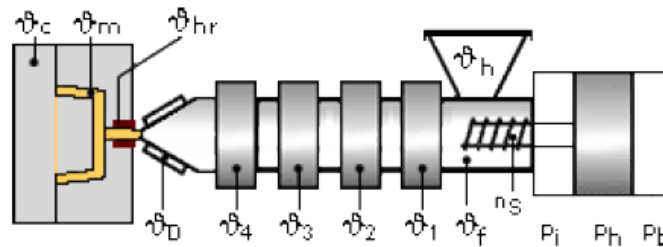
Physical properties	Value	Unit	Test Standard
Density	1410	kg/m ³	ISO 1183
Melt volume rate (MVR)	1.3	cm ³ /10min	ISO 1133
MVR test temperature	190	°C	ISO 1133
MVR test load	2.16	kg	ISO 1133
Mold shrinkage - parallel	2.3	%	ISO 294-4
Mold shrinkage - normal	1.9	%	ISO 294-4
Water absorption (23°C-sat)	0.75	%	ISO 62
Humidity absorption (23°C/50%RH)	0.2	%	ISO 62

Mechanical properties	Value	Unit	Test Standard
Tensile modulus (1mm/min)	2800	MPa	ISO 527-2/1A
Tensile stress at yield (50mm/min)	68	MPa	ISO 527-2/1A
Tensile strain at yield (50mm/min)	16	%	ISO 527-2/1A
Flexural modulus (23°C)	2750	MPa	ISO 178
Charpy notched impact strength @ 23°C	11.0	kJ/m ²	ISO 179/1eA
Charpy notched impact strength @ -30°C	8.5	kJ/m ²	ISO 179/1eA
Notched impact strength (Izod) @ 23°C	9.5	kJ/m ²	ISO 180/1A

Thermal properties	Value	Unit	Test Standard
Melting temperature (10°C/min)	173	°C	ISO 11357-1,-2,-3
DTUL @ 1.8 MPa	101	°C	ISO 75-1/-2
DTUL @ 0.45 MPa	158	°C	ISO 75-1/-2
Coeff.of linear therm. expansion (parallel)	1.1	E-4/°C	ISO 11359-2
Coeff.of linear therm. expansion (normal)	1.2	E-4/°C	ISO 11359-2

Test specimen production	Value	Unit	Test Standard
Processing conditions acc. ISO	9988-2	-	Internal

Rheological Calculation properties	Value	Unit	Test Standard
Density of melt	1170	kg/m ³	Internal

CELCON® M15HP | POM | Unfilled
Stress-strain

Secant modulus-strain

Typical injection moulding processing conditions

Pre Drying:

Drying is not normally required. If material has come in contact with moisture through improper storage or handling or through regrind use, drying may be necessary to prevent splay and odor problems.

Drying time: 3 h

Drying temperature: 80 - 100 °C

Temperature:

	$\vartheta_{\text{Manifold}}$	ϑ_{Mold}	ϑ_{Melt}	$\vartheta_{\text{Nozzle}}$	ϑ_{Zone4}	ϑ_{Zone3}	ϑ_{Zone2}	ϑ_{Zone1}
min (°C)	190	90	205	190	190	190	190	190
max (°C)	220	120	220	220	220	215	210	200

Pressure:

	Inj press	Hold press	Back pressure
min (bar)	900	900	0
max (bar)	1400	1400	40

APÉNDICE B



Cuautitlán Izcalli, Estado de México., a 12 de Mayo del 2017.
Cotización MAY'17-183.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MEXICO
Atención: Gerardo Garcia Zapata.
Presente.

Por este medio tenemos el gusto de presentarle la cotización del molde solicitado de acuerdo a la información proporcionada, para ello tenemos la siguiente oferta comercial:

Imagen	Nombre	Cavidades	Acero		Cotización.
			Cavidad	Corazón	
		2	718H	718H	\$14,000.00

**** PRECIOS EXPRESADOS EN DOLARES AMERICANOS MÁS I.V.A. *****
LAB LA PUERTA EN SU PLANTA EN LA CD. DE MÉXICO Y ÁREA METROPOLITANA

Este precio es considerando el embarque en uno de nuestros contenedores próximo a salir de China, en caso de que no lo hubiere o que lo requiera de urgencia, se puede embarcar en consolidado con costo adicional.

El precio incluye arranque del molde, asistencia técnica y capacitación de su personal durante la entrega del molde (1 día), si por alguna razón necesita más tiempo, los gastos generados como viáticos serán absorbidos por el cliente. No incluye maniobras de carga y descarga, montaje de moldes, preparaciones técnicas para la instalación de la máquina.

GASTOS: Los importes por concepto de flete marítimo, impuestos, gastos aduanales, maniobras en puerto y fletes terrestres, serán cubiertos por nuestra Empresa. El pago total del IVA., deberá ser cubierto por el cliente antes de la llegada del molde a la aduana mexicana. Si se retrasa este pago, causara gastos de almacenaje adicional diariamente en la aduana mexicana, que serán cubiertos por el cliente.



CONDICIONES DE PAGO:

- 40% al momento de hacer el pedido y a la firma del contrato
- 40% al antes de embarcarse en China
- 15% A la llegada del molde a la aduana mexicana.
- 5% al arranque del molde en su planta a su entera satisfacción.

CONDICIONES DE ENTREGA: Tiempo de entrega 90 +/- 15 días, contando a partir del primer depósito y la firma del contrato.

VIGENCIA: La presente cotización tiene vigencia de 30 días.

Además contamos con una amplia gama de máquinas para procesos plásticos:

- Máquinas de Soplo
- Máquinas de Extrusión-Soplo
- Inyección-Soplo de tres estaciones
- Inyección de silicón
- Prensa de silicón
- Inyección para zamac
- Extrusoras de un husillo y doble husillo
- Líneas de Extrusión para fabricación de tubería, popotes, láminas y perfiles

Así como:

Equipo Periférico: Alimentadores, Chiller, Torre de enfriamiento, Tolva Secadora, Compresores, Molinos, Pigmentadoras, etc.

Fabricación de Moldes para la industria plástica y aluminio a precios accesibles.

Esperando que esta información sea de su interés y deseando participar en sus proyectos, quedo a sus apreciables órdenes.

Atentamente

Lic. Liliana Barreto Jaimes,
Ventas.

O.F. Fletes y Logística de México

México a 2 de agosto de 2017

Página 1 de 3

Presupuesto

At't: Gerardo Garcia
Tel: 22272630

Por medio de la presente me permito distraer su amable atención con el objeto de enviar la cotización que amablemente nos solicito:

- Servicio de Flete en unidad: Camioneta 3 ½
- Origen y Destino: Delg. Coyoacán a Tullitlan
- Descripción de la carga: Piezas de plástico
- Importe costo real: \$ 3,500.00 + 16% de IVA

**Este servicio incluye: Servicio de flete con Operador, Recolección y Entrega. No Incluye maniobras de carga ni de descarga
La unidad cuenta con todos los señalamientos. No Incluye seguro de la mercancía equivalente
Este servicio no incluye seguro de la mercancía.**

Confirmación de servicio con 24 Horas de anticipación de preferencia; o bien si requiere FLETE URGENTE contamos con disposición inmediata.

Los tiempos de entrega están sujetos a imprevistos fuera de nuestro alcance como lo puede ser: Retenes Federales, Condiciones Climatológicas o imprevistos de último momento.

Condiciones de Pago: 100% de contado, 50% anticipo y 50% antes de descargar en destino.

Forma de Pago: Transferencia Electrónica Interbancaria o Depósito en Firme en nuestra cuenta Bancomer.

" En caso de vernos favorecidos con su preferencia solicitamos su Orden de Compra y Carta de instrucciones, Dirección de Carga, Dirección de Descarga con Contacto y Teléfono, indicarnos también la hora exacta de Carga, así como Datos Fiscales y RFC para elaborar factura electrónica. "

Una vez confirmado el depósito correspondiente al pago del servicio, podemos dar salida a la unidad para presentarnos en tiempo y forma como ustedes lo solicitaron.

Sin más por el momento, agradecemos su preferencia, quedo al pendiente de sus comentarios. Reiterándole las más atenta y distinguida consideración.

Toda cancelación causara honorarios del 40% sobre el monto total de la negociación más el I.V.A

Saludos cordiales.



LIC. CLAUDIA VIEYRA VELAZQUEZ
Depto. de Ventas

FLETES Y LOGÍSTICA
DE MÉXICO S.A. DE C.V.

☎ (33) 5362-4991 / (33) 2183-0123 / (33) 2164-8889 / (33) 2164-7354 / (33) 3378-7975
☎ 044 (33) 5344-1393
✉ cotizaciones@fletesylogistica.com.mx

🌐 www.fletesylogistica.com.mx
📍 Blvd. Valle Dorado #48, Valle Dorado
Tlalampamla, Edo. de México, 54025.

REFERENCIAS

- [1] http://www.academia.edu/30532495/MARCO_TEOR%C3%8DICO_Y_LEGAL (2017).
- [2] Karl T. Ulrich & Steven D. Eppinger (2009); *Diseño y Desarrollo de Productos*, Massachussets, Mc Graw Hill.
- [3] Zan Smith, Maribeth Fletcher & Dennis Sopka (1997, noviembre 6); *Plastics spring into action*, MACHINE DESIGN (S/N), Ticona.
- [4] <http://www.resinex.es/tipos-de-polimeros/pom.html> (2017).
- [5] <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.mx/2011/07/poliacetal-pom.html> (2011).
- [6] <http://machinedesign.com/basics-design/acetel> (2002)
- [7] https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/plm/fea.shtml (2017).
- [8] <http://buscador.gigatienda.com/producto/B06XBBMBSG#>
- [9] <http://toyoutome.es/blog/la-evolucion-de-los-telefonos-moviles/5649>
- [10] <https://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/128131-Soldadura-de-plasticos.html> (2014)
- [11] <http://www.telsonic.com/es/tecnologia-de-ultrasonidos/soldadura-por-ultrasonidos/>
- [12] http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_tornillo.htm
- [13] <https://www.celanese.com/engineered-materials/Technical-Information/Technical-Services/Design/Press-Fits.aspx>
- [14] https://es.wikipedia.org/wiki/Interferencia_eje-agujero
- [15] BASF Corporation (2007), *Technical Expertise: Snap-Fit Design Manual*, BASF The Chemical Company.
- [16] E. Alfredo Campo (2006), *The complete part design handbook for Injection molding of Thermoplastics*, Munich, HANSER.
- [17] Robert A. Malloy (2010), *Plastic Part Design for Injection Molding*, Munich, HANSER.
- [18] Jay Shoemaker (2006), *Moldflow Design Guide*, Munich, HANSER.
- [19] Paul R. Bonenberger (2005), *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, HANSER.
- [20] Peter A. Thornton/Vito J. Colangelo, *Ciencia De Materiales para Ingeniería*, México, Prentice-Hall Hispanoamericana, SA.
- [21] David O. Kazmer (2007), *Injection Mold Design Engineering*, Munich, HANSER.
- [22] Víctor E. Hernández Álvarez & Adrián Chávez Álvarez, *Diseño y Validación de un Molde Prototipo para un Producto de Plástico Biodegradable*, 2013.

[23] http://www.abfer.com.br/wp-content/uploads/2016/02/10_imw.pdf

[24] <http://www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion11.MOLDEO.POR.INYECCION.pdf>

[25] 1. Pedro Arenas Piña, Parametrización del Proceso de Inyección en Plásticos de Ingeniería, 2014.

[26] Bayer MaterialScience, Snap-Fit Joints for Plastics.

[27] http://revistas.bancomext.gob.mx/rce/magazines/761/3/la_industria_del_plastico.pdf

[28] http://www.spirol.com.mx/library/sub_catalogs/ins-Descripcion_de_plasticos_mx.pdf