

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**FACULTAD DE INGENIERÍAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Tesis previa a la obtención del Título de: INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN ROTOMOLDEADOR CON UN  
DIÁMETRO DE HORNO DE 2400 MM Y BRAZOS CENTRALES RECTOS  
CON CAPACIDAD MÁXIMA DE 1000 KG.**

**AUTORES:**

**DANNY FABRICIO CACUANGO ALBA**

**JULIO SANTIAGO JÁCOME MENA**

**DIRECTOR:**

**ING. LUIS JUIÑA**

**Quito, Noviembre 2013**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Danny Fabricio Cacuango Alba y Julio Santiago Jácome Mena.

Los conceptos desarrollados, cálculos, análisis, realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

---

Ingeniero Luis Juiña

**DIRECTOR DE TESIS**

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN**

Nosotros, Danny Fabricio Cacuango Alba y Julio Santiago Jácome Mena, autorizamos bajo juramento que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de la presente declaramos, el derecho de propiedad intelectual, correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido con la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y su normatividad vigente.

---

Danny Fabricio Cacuango Alba

C.C.: 1716395379

---

Julio Santiago Jácome Mena

C.C.: 1718723404

## **DEDICATORIA**

Este proyecto está dedicado para mis padres y hermanos que siempre han estado a mi lado durante mi carrera universitaria y en especial a mi madre, ya que ella es la persona más importante en mi vida, por haberme apoyando siempre y sobre todo por confiar en mí, de tal manera demostrarle que todo su sacrificio y esfuerzo no fueron en vano y que mejor dedicarle este proyecto a ella mi mamá.

A mi hermano por ser un gran ejemplo en mi vida y por haberme inculcado responsabilidad, sacrificio y tenacidad para salir a delante y cada día superarme.

*Danny Fabricio Cacuango Alba*

## **DEDICATORIA.**

A ti Dios Mío, por no abandonarme, gracias por ayudarme a levantarme en mis fracasos, por aprender de ellos y principalmente por permitirme realizar uno de mis tantos sueños en mi vida.

A mí madre Miriam, no me equivoco si digo que eres la mejor mamá del mundo, gracias por todo tu esfuerzo, apoyo y por la confianza que depositaste en mí. Gracias Má por estar al pendiente durante toda mi vida, por enseñarme a no desfallecer ni rendirme ante nada y siempre perseverar a través de tus sabios consejos.

Al hombre que me dio la vida. Papá Julio, éste es un logro que quiero compartir contigo, gracias por ser mi papá y por creer en mí. Quiero que sepas que ocupas un lugar especial. Pá, sé que estás orgulloso de la persona en la cual me he convertido. Gracias por quererme tal y como soy. Espero ser tu orgullo.

A mi amada hermana Cinthya, tu fallecimiento cambió mi vida, pero mucho más lo hizo el tiempo que pasaste a mi lado. Una vida es poco para todas las cosas que me hubiera gustado vivir contigo. Siempre serás mi ángel de la guarda.

A mi Abuelita, por estar siempre en los momentos importantes de mi vida, por ser el ejemplo para salir adelante. Gracias por llevarme en tus oraciones porque estoy seguro que siempre lo haces.

A ti Ruby, por permitirme ser parte de tu vida, por tu amor, por ser como eres, gracias por la comprensión porque sé que no es fácil lidiar con alguien como yo, gracias a tu familia, pero sobre todo gracias por enseñarme a creer en mí y motivarme hacer las cosas de la mejor manera.

Son muchas las personas que me gustaría agradecer su amistad, apoyo, ánimo, compañía en las diferentes etapas de mi vida. Sin importar dónde estén o si alguna vez llegan a leer esto quiero darles las gracias por formar parte de mí, por todo lo que me han brindado y por todas sus bendiciones.

Si caes es para levantarte, si te levantas es para seguir, si sigues es para llegar a donde quieras ir y si llegas es para saber que lo mejor está por venir.....

*Julio Santiago Jácome Mena*

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por haberme dado valor, fuerza y sabiduría en los momentos más difíciles.

A mi madre María, ya que ella siempre me brindo amor, cariño y fomento en mí buenos valores, a mi hermano Edwin por guiarme y enseñarme que en esta vida después del sacrificio vienen las recompensas.

A mi padre y hermana Jennifer, por darme su cariño y su amor para que cada día sea siempre valioso.

A nuestro Director, el Ing. Luis Juiña, por haber compartido sus conocimientos con nosotros y por ende se ha podido ir desarrollando el presente proyecto.

A mi compañero de tesis Santiago Jácome por ser una excelente persona y por haber compartido grandes experiencias y sobre todo por la gran aportación personal para la conformación de nuestra tesis, en realidad una persona que ha sido como hermano durante estos años.

A todos mis amigos que siempre han estado ahí conmigo cuando más se los necesita, quienes me han dado la mano cuando menos me esperaba. Y a mis docentes cuyas enseñanzas han sido de mucha aportación para crecer de manera profesional, a todos en realidad gracias por su colaboración.

***Danny Fabricio Cacuango Alba***

## **AGRADECIMIENTO.**

A mí querida Universidad Politécnica Salesiana (UPS) la cual llevo en el corazón siempre, que me dio todo y abrió sus puertas del conocimiento para mí. A la Facultad de Ingeniería Mecánica nido de muchos que como yo eligieron esta extraordinaria carrera y que con mucho orgullo, amor, pasión y respeto representaré.

A todos mis Ingenieros de la carrera por sus conocimientos, consejos, confianza y formación. Me gustaría agradecer sinceramente a mi tutor de Tesis, Ing. Luis Juiña, su dedicación, conocimiento y orientación ya que ha sido fundamental para el desarrollo de este proyecto.

A mi compañero y amigo de Tesis Danny Cacuango por la colaboración y el aporte de ideas que ayudaron bastante en momentos críticos del proyecto. Gracias por todos los momentos vividos como amigos.

Agradezco al departamento de Secretaria Campus Kennedy de la UPS en especial a la Lcda. Gina de Mora por haberme orientado en la culminación de mi tesis.

Gracias a todos aquellos que no están aquí, pero que me ayudaron a que este gran esfuerzo se volviera realidad.

*Sinceramente....*

*Julio Santiago Jácome Mena*

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

¿En qué piensan cuando se dice o escuchan la palabra plástico? Hace cien años, al mencionar este término se podía entender como algo relativo a la producción de formas o artes plásticas, la pintura, la escultura, el moldeado.

Actualmente, en la industria se usa en forma de grano o resina para el procesamiento de moldeado de plásticos. Los procesos de moldeado más utilizados son: por inyección, compresión, soplado, la extrusión de perfiles o hilos y por rotación. Este último proceso se realiza en una máquina tipo horno. En el Ecuador la tecnología que se posee para dar un tratamiento al plástico por moldeo rotacional es casi nula.

En primer lugar, el crecimiento significativo del sector de la construcción ha tenido un efecto positivo en la industria de materiales de plástico destinados para este sector, por lo que la mayoría de establecimientos económicos relacionados con productos plásticos han orientado su producción a materiales como: tubos, cables, soportes, láminas, mangueras, baldes y tanques.<sup>1</sup>

Actualmente el crecimiento de otras técnicas de transformación tradicionales como el soplado o la inyección, está alrededor del 4%, mientras que, las cifras de crecimiento para el rotomoldeo ascienden al 14%.

Pese a la acogida que tiene el rotomoldeo no existe suficiente información acerca de su proceso ni de su comportamiento, lo cual hace necesario, realizar estudios y caracterizaciones que sirvan de base para posteriores investigaciones académicas y científicas que puedan solucionar problemas industriales o que permitan facilitar la generación de piezas plásticas volumétricas.

---

<sup>1</sup> SÁENZ Mayra. *Boletín de Análisis Sectorial y de MIPYMES-Elaboración de artículos plásticos para el hogar*. 2011. Página Web:  
<http://www.flacso.org.ec/portal/pnTemp/PageMaster/4vmrpe9jvfw5piisbbilgcuixbnxhl.pdf>



## **JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.**

Las piezas rotacionales tienen características especiales, que se han aprovechado ventajosamente en empresas que se dedican al moldeo. Las máquinas de rotomoldeo ofrecen ciertas propiedades que lo diferencian de los otros métodos para procesar plásticos. “Este proceso se va sofisticando día a día, de manera que actualmente está considerado entre los procedimientos de transformación con mayor madurez tecnológica debido a las innovaciones en equipos, materiales y técnicas de control que han sido incorporados”.<sup>2</sup>

El moldeo rotacional involucra diversos factores tanto físicos como mecánicos para la producción de piezas plásticas. De los procesos de transformación del plástico más utilizados a nivel mundial, el rotomoldeo es considerado como uno de los más nobles debido a que somete a los materiales y piezas finales a un grado de deformación y degradación casi imperceptibles.

El impacto ambiental es mínimo con respecto a los demás procesos y se ubica dentro de las alternativas industriales más ecológicas, nunca antes vistas en Latinoamérica y en especial en nuestro país, por sus características de ahorro, eficiencia y eficacia en el aprovechamiento de los recursos físicos, de materiales y ambientales de forma simultánea. Se ha propuesto el diseño de un rotomoldeador para la elaboración de productos en Polietileno de Alta Densidad (HDPE).

Es una máquina de doble estación y funciona con un horno central, tiene dos carros con soporte para instalación de moldes, ofreciendo una relación especial de productividad y economía. Además tiene la ventaja de fácil cambio de moldes y de tener la opción de trabajar con una o dos estaciones. Con todo esto se puede innovar en los procesos de obtención de piezas plásticas huecas de gran tamaño, cumpliendo con un correcto análisis tanto en el aspecto de diseño como en la adecuada selección de materiales, dejando abierto una pauta para futuras propuestas de diseño eléctrico, sistema de control y automatización del sistema.

---

<sup>2</sup>REVISTA TOPE, *Rotomolding Global Concept*, Bilbao, Vizcaya, España. 2013. Página Web: [http://www.revistatope.com/169\\_art\\_ABC\\_Subcontratacion.html](http://www.revistatope.com/169_art_ABC_Subcontratacion.html)

## **HIPÓTESIS.**

### **HIPÓTESIS GENERAL.**

El moldeo rotacional o rotomoldeo es un método para transformar plásticos que generalmente se encuentran en polvo, con el fin de obtener artículos perforados que pueden ser cerrados o abiertos, con paredes sencillas o múltiples y sobre todo de gran volumen.

### **HIPÓTESIS ESPECÍFICAS.**

- Se producen piezas con tensiones internas mínimas, presentando un buen comportamiento mecánico.
- Mayor solidez en comparación con las piezas producidas a través del soplado o la inyección.
- Ofrece gran libertad de diseño, pues es posible fabricar artículos complejos con herramientas relativamente sencillas y de bajo costo, y que en ciertos casos sería imposible moldear mediante otro procedimiento.
- Los moldes utilizados en el Moldeo Rotacional son más económicos en sus costos de construcción que los moldes o matrices requeridos por otros procesos.

## **METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.**

Para el desarrollo del proyecto y llevar a cabo con lo planteado inicialmente se ha propuesto utilizar una metodología científica, bibliográfica y de campo; con el objetivo de obtener información que permita obtener conclusiones y recomendaciones y que se la más acertada posible.

**MÉTODO CIENTÍFICO.-** Aplicar los conocimientos que se adquirió durante la formación académica, se analizará cada componente principal que conforma la máquina de rotomoldeo, es decir, sus ejes, los engranajes, la transferencia de calor, entre otros puntos enfatizados en el alcance, aplicando fórmulas y normas obtenidas de la teoría de cada componente las mismas que son detalladas en el primer capítulo, y en los diferentes capítulos donde se ha propuesto el diseño de cada componente.

Se realizará una comparación de datos mediante los software cuyo propósito sea el de confirmar que los cálculos realizados sean los correctos.

Además todos los conocimientos e investigaciones proporcionadas por el director de tesis, así como, los adquiridos en el campo profesional, de manera que se pueda realizar correctamente y que sobre todo se lleguen a los resultados que se ha propuesto obtener.

**MÉTODO BIBLIOGRÁFICO.-** Se realizará la recopilación de información en fuente literaria relacionada con el tema como son: Libros, Folletos, Revistas, Catálogos y Páginas web, así como cualquier documento que proporcione la información necesaria para el desarrollo de nuestro proyecto.

**MÉTODO DE CAMPO.-** La investigación de campo se realizará a través de visitas a locales o almacenes donde se puedan obtener catálogos o información de los dispositivos o accesorios complementarios de nuestro mecanismo.

## **OBJETIVOS.**

### **OBJETIVO GENERAL.**

Diseñar y simular un rotomoldeador con un diámetro de horno de 2400 mm y brazos centrales rectos con capacidad máxima de 1000 kg.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS.**

- Establecer parámetros y cálculos de diseño necesarios para desarrollar el rotomoldeador en base a una correcta optimización de material a utilizar.
- Modelar el rotomoldeador en el programa AUTOCAD 2013.
- Simular el funcionamiento del rotomoldeador en el programa Autodesk Inventor, para observar su funcionamiento dinámico y su sistema de transmisión.
- Realizar planos de construcción en el programa Autodesk Inventor 2013, para verificar medidas, dimensiones y calcular costos de fabricación.
- Comparar los datos obtenidos en el programa Autodesk Inventor 2013.
- Describir ventajas y desventajas del proceso de rotomoldeo su selección y diseño con respecto a otros procesos de moldeo.

## **ALCANCE.**

Diseño Estructural, Mecánico, Motriz y Térmico de un rotomoldeador que por medio de un estudio y análisis cumpla con los requerimientos establecidos.

Las dimensiones aproximadas que se utilizará para su desarrollo será:

- Altura 3.8 metros,
- Longitud total de 12.8 metros,
- Ancho 4.5 metros,
- Carga máxima a soportar en el brazo recto es de 1000 kg.
- Diámetro aproximado del rotomoldeador 2.4 metros.

A partir de la concepción teórica se determinará:

- Diseño de:
  - Estructura del Horno,
  - Estructura Carros,
  - Ejes,
  - Engranajes cónicos de dientes rectos,
  - Sistema Motriz,
- Análisis de:
  - Transferencia de calor en las paredes del horno,
- Selección de:
  - Materiales óptimos,
  - Accesorios y dispositivos,
- Planos de ensamblaje.

Se utilizará los paquetes informáticos:

- Inventor 2013 (Autodesk).
- AUTO CAD 2013 (Autodesk).

## **RESUMEN.**

Este proyecto se lo realiza a partir de la necesidad de implementar un nuevo proceso de moldeo en la industria plástica, con el fin de proporcionar información que sea útil para la producción de modelos en polietileno de alta densidad.

En consecuencia, se iniciará con generalidades consistente en los polímeros, el polietileno, los procesos de transformación del plástico y especialmente el proceso mediante moldeo rotacional. Cabe mencionar que según el avance que se desarrolla en la tesis se irá detallando el funcionamiento de cada componente para el diseño del mismo, es por eso que se presentará un capítulo donde se indicará las teorías de diseño que se va a utilizar para el respectivo cálculo y simulación correspondiente a cada parte de la máquina de moldeo rotacional.

El diseño de la máquina de Rotomoldeo se realizará para una carga máxima a soportar en los brazos rectos de los carros móviles de 1000kg, al tener los carros independientes se podrá aprovechar los ciclos de trabajo con mayor eficiencia, así como también un mejor adaptación del calor.

De acuerdo a los cálculos se escogerá los materiales óptimos para que el funcionamiento de la máquina sea el correcto, haciendo hincapié en su factor de conductividad térmica para lograr mantener el calor dentro de la cámara, además se realizará un adecuado dimensionamiento.

Los cálculos realizados se compararán con el programa AUTODESK INVENTOR 2013, con su módulo de simulación estática, y así facilitar de mejor manera el entendimiento de cada elemento según la carga aplicada al mismo.

Finalmente, se realizará un capítulo de costos de manera que se pueda generar una diferencia de valores entre fabricar la máquina en nuestro país o importar de países donde la tecnología de moldeo rotacional es amplia.

## **ABSTRACT.**

This project is carried out from the need to implement a new process of molding in the plastics industry, in order to provide information that is useful for the production of models in high density polyethylene.

Consequently, it will start with an overview consisting of polymers, polyethylene, plastics manufacturing processes and especially through rotational molding process. It is noteworthy that according to the progress taking place in the thesis will be detailed operation of each component to its design, that is why a chapter design theories to be used for this calculation is indicated shall be submitted and for each part of the machine rotational molding simulation.

The design of rotomolding machine will be performed to a maximum load to bear arms straight in mobile carts 1000kg, having independent car may take advantage of the duty cycles more efficiently, as well as a better adaptation of the heat .

According to calculations the optimum materials chosen for the operation of the machine is correct, emphasizing its thermal conductivity factor in order to maintain the heat inside the chamber, plus a suitable sizing is performed.

Calculations are compared with AUTODESK INVENTOR 2013 program, with its static simulation module, thereby facilitating better understanding of each element according to the load applied to it.

Finally, a chapter of costs so you can make a difference in values between the machine manufacture in our country or imported from countries where technology is broad rotational molding is performed.

## ÍNDICE GENERAL

|   |           |
|---|-----------|
| CERTIFICACIÓN .....   | i         |
| DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN .....                      | ii        |
| DEDICATORIA .....   | iii       |
| AGRADECIMIENTO.....   | v         |
| PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. ....  | vii       |
| JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....   | viii      |
| HIPÓTESIS.....  | ix        |
| HIPÓTESIS GENERAL. ....   | ix        |
| HIPÓTESIS ESPECÍFICAS. ....   | ix        |
| METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN. ....                                     | x         |
| OBJETIVOS. ....   | xi        |
| OBJETIVO GENERAL. ....  | xi        |
| OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....  | xi        |
| ALCANCE.....  | xii       |
| RESUMEN.....  | xiii      |
| <br>  |           |
| <b>CAPÍTULO I: GENERALIDADES.....</b>                                     | <b>31</b> |
| 1.1.- POLÍMEROS.....  | 31        |
| 1.2.- TIPOS DE POLÍMEROS. ....  | 31        |
| 1.3.- PLÁSTICOS.....  | 31        |
| 1.3.1.- Clasificación de los plásticos según sus Propiedades Físicas..... | 31        |
| 1.4.- POLIETILENO.....  | 33        |
| 1.5.- TIPOS DE POLIETILENO. ....  | 33        |
| 1.5.1.- Polietileno de Baja Densidad (LDPE). ....                         | 33        |
| 1.5.2.- Polietileno de Alta Densidad (HDPE) .....                         | 33        |
| 1.6.- PROCESOS DE TRANSFORMACIÓN DEL PLÁSTICO .....                       | 34        |



|  |           |
|--|-----------|
| 1.6.1.- Moldeo por Extrusión.....                                      | 34        |
| 1.6.2.- Moldeo por Inyección.....                                      | 35        |
| 1.6.3.- Moldeo por Extrusión - Soplado.....                            | 35        |
| 1.6.4.- Moldeo por Compresión.....                                     | 36        |
| 1.6.5.- Moldeo Rotacional o Rotomoldeo.....                            | 36        |
| 1.7.- EL PROCESO DE MOLDEO ROTACIONAL.....                             | 36        |
| 1.8.- ELEMENTOS BÁSICOS DEL PROCESO DE ROTOMOLDEO.....                 | 38        |
| 1.9.- TIPOS DE MÁQUINAS PARA MOLDEO ROTACIONAL.....                    | 41        |
| 1.9.1.- Máquina de desplazamiento lineal.....                          | 41        |
| 1.9.2.- Máquina de estación simple (Clam Shell).....                   | 42        |
| 1.9.3.- Máquina de Giro Basculante Rock and Roll.....                  | 42        |
| 1.9.4.- Máquinas Tipo Carrusel.....                                    | 43        |
| 1.9.5.- Calentamiento mediante flama abierta.....                      | 43        |
| 1.10.-BRAZOS SUJETA MOLDES.....  | 44        |
| 1.11.-BALANCEO DEL MOLDE.....  | 44        |
| <b>CAPÍTULO II: TEORÍA DEL DISEÑO.....</b>                             | <b>45</b> |
| 2.1.- DISEÑO DE LA ESTRUCTURA METÁLICA.....                            | 45        |
| 2.1.1.- Introducción.....  | 45        |
| 2.1.2.- Estructura determinada e indeterminada.....                    | 45        |
| 2.1.3.- Método de diseño por esfuerzos admisibles (ASD).....           | 45        |
| 2.1.4.- Tipos de cargas.....   | 46        |
| 2.1.5.- Factor de diseño para cargas aplicadas en las estructuras..... | 46        |
| 2.1.6.- Tipos de Aceros Estructurales.....                             | 47        |
| 2.2.- DISEÑO DE VIGAS.....   | 48        |
| 2.3.- DISEÑO DE COLUMNAS.....  | 48        |
| 2.3.1.- Tipos de columnas y su relación de esbeltez.....               | 50        |
| 2.3.2.- El factor de seguridad.....                                    | 51        |

|   |    |
|---|----|
| 2.4.- CONEXIONES DE PERFILES.....   | 52 |
| 2.4.1.- Uniones remachadas. ....  | 52 |
| 2.4.2.- Uniones empernadas. ....  | 52 |
| 2.4.3.- Uniones Soldadas.....   | 53 |
| 2.4.3.1 Diseño de la soldadura.....   | 53 |
| 2.4.3.2 Espesor mínimo de garganta efectiva. ....                           | 54 |
| 2.4.3.3 Compatibilidad del material de aporte.....                          | 54 |
| 2.5.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO. ....                            | 56 |
| 2.5.1.- Velocidad de rotación de ejes en el proceso de rotomoldeo.....      | 56 |
| 2.5.2.- Relación entre rotaciones de ejes en el proceso de rotomoldeo. .... | 56 |
| 2.6.- DISEÑO DE ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS.....                   | 58 |
| 2.6.1.- Introducción.....   | 58 |
| 2.6.2.- Principio de funcionamiento.....                                    | 59 |
| 2.6.3.- Tipos de engranajes cónicos. ....                                   | 59 |
| 2.6.4.- Terminología y definiciones. ....                                   | 61 |
| 2.6.5.- Análisis de fuerzas. ....   | 64 |
| 2.6.6.- Materiales para engranajes.....                                     | 65 |
| 2.7.- DISEÑO DE EJES.....   | 66 |
| 2.7.1.- Introducción.....   | 66 |
| 2.7.2.- Esfuerzos en los ejes. ....   | 67 |
| 2.7.3.- Teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática.....     | 68 |
| 2.7.4.- Materiales para ejes. ....  | 69 |
| 2.8.- ELEMENTOS PARA TRANSMISIÓN DE PAR DE TORSIÓN.....                     | 71 |
| 2.8.1.- Chavetas.....   | 71 |
| 2.8.2.- Chumaceras.....   | 72 |
| 2.8.3.- Rodamientos. ....   | 72 |
| 2.8.3.1 Rodamientos de bolas vs rodamientos de rodillos.....                | 73 |

|   |    |
|---|----|
| 2.8.3.2 Selección del tamaño del rodamiento. ....                   | 74 |
| 2.8.3.3 Carga estática equivalente. ....                            | 75 |
| 2.8.4.- Catarinas y Cadenas. ....                                   | 76 |
| 2.8.5.- Cadenas de rodillos. ....                                   | 76 |
| 2.8.6.- Catarinas. ....   | 77 |
| 2.8.7.- Selección de una transmisión mediante piñón-cadena. ....    | 77 |
| 2.9.- POTENCIA DEL MOTOR. ....                                      | 79 |
| 2.9.1.- Cálculo de la potencia efectiva. ....                       | 80 |
| 2.10.-TRANSFERENCIA DE CALOR. ....                                  | 80 |
| 2.10.1.- Calor. ....  | 80 |
| 2.10.2.- Calor específico. ....                                     | 81 |
| 2.10.3.- Capacidad calorífica. ....                                 | 81 |
| 2.10.4.- Cantidad total de calor transferida. ....                  | 81 |
| 2.11.-TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. ....                         | 82 |
| 2.11.1.- Transferencia de calor por conducción. ....                | 82 |
| 2.11.2.- Transferencia de calor por convección. ....                | 83 |
| 2.11.2.1 Convección natural. ....                                   | 84 |
| 2.11.2.2 Convección forzada. ....                                   | 84 |
| 2.11.2.3 Coeficiente convectivo de transferencia de calor (h). .... | 84 |
| 2.11.3.- Transferencia de calor por radiación. ....                 | 85 |
| 2.12.-HORNO PARA MOLDEO ROTACIONAL. ....                            | 85 |
| 2.12.1.- Circulación de aire forzado. ....                          | 85 |
| 2.12.2.- Aislamiento térmico del horno. ....                        | 86 |
| 2.12.2.1 Lana mineral. ....   | 86 |
| 2.12.3.- CALENTAMIENTO DEL PLÁSTICO. ....                           | 87 |
| 2.13.-VENTILADORES. ....  | 88 |
| 2.13.1.- Ventiladores axiales. ....                                 | 88 |

|   |           |
|---|-----------|
| 2.13.2.- Ventiladores centrífugos.....                        | 89        |
| 2.14.-MOLDES.....   | 90        |
| 2.14.1.- Tipos de moldes.....                                 | 90        |
| 2.14.1.1    Moldes de aluminio vaciado.....                   | 90        |
| 2.14.1.2    Moldes de lámina soldada.....                     | 91        |
| 2.14.1.3    Moldes maquinados.....                            | 91        |
| 2.15.-ESPESORES DE PARED DEL POLIETILENO.....                 | 92        |
| 2.16.-SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.....                           | 93        |
| 2.16.1.- Enfriamiento a temperatura ambiente.....             | 93        |
| 2.16.2.- Enfriamiento por aire forzado.....                   | 93        |
| 2.16.3.- Enfriamiento por agua rociada con atomizador.....    | 94        |
| 2.16.4.- Enfriado por chorro de agua.....                     | 94        |
| <b>CAPÍTULO III: CÁLCULOS DE DISEÑO .....</b>                 | <b>95</b> |
| 3.1.- CÁLCULO ESTRUCTURA HORNO.....                           | 95        |
| 3.1.1.- Consideraciones para el cálculo de la estructura..... | 95        |
| 3.1.2.- Cálculo de vigas horno.....                           | 96        |
| 3.1.3.- Cálculo de columnas horno.....                        | 100       |
| 3.2.- CÁLCULO ESTRUCTURA CARRO.....                           | 104       |
| 3.2.1.- Cálculo de vigas carro.....                           | 108       |
| 3.2.2.- Cálculo de columnas carro.....                        | 111       |
| 3.2.3.- Cálculo longitud del soporte de la mesa.....          | 114       |
| 3.3.- DISEÑO DE SOLDADURA.....                                | 115       |
| 3.4.- RELACIÓN DE ROTACIÓN.....                               | 117       |
| 3.4.1.- Cálculo de la relación de rotación.....               | 117       |
| 3.5.- CÁLCULO DE ENGRANAJES.....                              | 118       |
| 3.6.- CÁLCULO DE EJES.....                                    | 121       |
| 3.6.1.- Diseño del diámetro del eje principal.....            | 121       |

|  |     |
|--|-----|
| 3.6.2.- Cálculo del diámetro del eje principal. ....                         | 123 |
| 3.6.3.- Diseño del diámetro del eje secundario. ....                         | 124 |
| 3.6.4.- Cálculo del diámetro del eje secundario. ....                        | 131 |
| 3.7.- CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ .....                                       | 132 |
| 3.7.1.- Eje principal o Perforado. ....                                      | 132 |
| 3.7.2.- Eje secundario o macizo. ....  | 134 |
| 3.8.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS. ....   | 136 |
| 3.8.1.- Rodamiento para el eje secundario. ....                              | 136 |
| 3.8.2.- Rodamiento para los ejes de la puerta. ....                          | 138 |
| 3.8.3.- Chumacera para el eje principal.....                                 | 138 |
| 3.9.- SELECCIÓN DE CADENA Y CATARINA. ....                                   | 139 |
| 3.9.1.- Eje principal o perforado. ....                                      | 139 |
| 3.9.2.- Eje secundario o macizo. ....  | 141 |
| 3.10.-DISEÑO TÉRMICO. ....   | 142 |
| 3.10.1.- Parámetros de diseño del Horno.....                                 | 143 |
| 3.10.2.- Materiales constitutivos de las paredes del horno .....             | 143 |
| 3.10.3.- Propiedades del Acero Inoxidable AISI 304.....                      | 144 |
| 3.10.4.- Aislante térmico.....   | 144 |
| 3.10.5.- Cálculo de la cantidad total de calor suministrado por el sistema.. | 145 |
| 3.10.6.- Cálculo de las pérdidas de calor. ....                              | 146 |
| 3.10.7.- Resistencias térmicas por Convección y Conducción.....              | 147 |
| 3.10.8.- Cálculo de temperaturas en paredes del horno. ....                  | 148 |
| 3.10.9.- Cálculo de temperaturas en paredes del molde. ....                  | 149 |
| 3.10.10.- Cálculo de Temperaturas en Paredes del Molde.....                  | 150 |
| 3.10.11.- Cálculo del calor absorbido por la carga. ....                     | 150 |
| 3.10.12.- Cálculo de calor absorbido por el Polietileno.....                 | 153 |
| 3.10.13.- Rendimiento teórico del horno. ....                                | 154 |

|   |   |            |
|---|---|------------|
| 3.10.14.-   | Dimensionamiento del quemador.....                          | 155        |
| 3.10.15.-   | Quemadores para calentamiento de aire tipo AirHeat.....     | 155        |
| 3.10.16.-   | Características del Quemador AirHeat v2 modelo AH0150. .... | 156        |
| 3.10.17.-   | Rendimiento real del horno.....                             | 157        |
| 3.10.18.-   | Dimensionamiento del ventilador centrífugo. ....            | 158        |
| <b>CAPÍTULO IV: SIMULACIÓN DE COMPONENTES .....</b> |   | <b>163</b> |
| 4.1.-   | INTRODUCCIÓN.....   | 163        |
| 4.1.1.-   | Simulación dinámica.....                                    | 163        |
| 4.1.2.-   | Pasos fundamentales en un proyecto FEA.....                 | 164        |
| 4.2.-   | PROGRAMA.....   | 165        |
| 4.3.-   | ANÁLISIS ESTÁTICO.....                                      | 166        |
| 4.3.1.-   | Grados de Libertad.....                                     | 166        |
| 4.4.-   | RESTRICCIONES.....  | 166        |
| 4.4.1.-   | Restricciones de boceto. ....                               | 166        |
| 4.4.2.-   | Restricciones de ensamblaje. ....                           | 167        |
| 4.4.3.-   | Restricciones de posición (movimiento).....                 | 168        |
| 4.5.-   | SIMULACIÓN.....   | 168        |
| 4.5.1.-   | Frame Analysis-Estructura Horno. ....                       | 168        |
| 4.5.2.-   | Frame analysis-estructura mesa.....                         | 174        |
| 4.5.3.-   | Stress analysis-eje secundario.....                         | 181        |
| 4.6.-   | CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.....                        | 184        |
| <b>CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE COSTOS.....</b>          |   | <b>185</b> |
| 5.1.-   | CÁLCULO DE COSTOS.....                                      | 185        |
| 5.2.-   | COSTOS DIRECTOS.....  | 186        |
| 5.2.1.-   | Materiales Directos.....                                    | 186        |
| 5.2.2.-   | Costos de fabricación.....                                  | 188        |
|   | Costos de Montaje.....                                      | 189        |

|  |            |
|--|------------|
| Costo Directo Total. ....                  | 190        |
| 5.3.- COSTOS INDIRECTOS .....              | 190        |
| 5.3.1.- Costos de Ingeniería.....          | 190        |
| 5.3.2.- Costo Indirecto Total. ....        | 190        |
| 5.4.- RESUMEN DE COSTOS.....               | 191        |
| 5.5.- VALORACIÓN.....                      | 192        |
| <b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b> | <b>193</b> |
| CONCLUSIONES.....                          | 193        |
| RECOMENDACIONES. ....                      | 195        |
| <b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>                   | <b>197</b> |
| <b>ANEXOS.....</b>                         | <b>199</b> |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| <b>Figura 1.1:</b> Termoplástico, Termoestable y Elastómeros. ....  | 32 |
| <b>Figura 1.2:</b> Cadena polimérica del LDPE. ....   | 33 |
| <b>Figura 1.3:</b> Cadena polimérica del HDPE. ....   | 34 |
| <b>Figura 1.4:</b> Moldeo por Extrusión.....  | 34 |
| <b>Figura 1.5:</b> Unidad de Inyección de Plástico. ....  | 35 |
| <b>Figura 1.6:</b> Moldeo por Extrusión - Soplado .....   | 35 |
| <b>Figura 1.7:</b> Esquema del proceso de moldeo por compresión. ....   | 36 |
| <b>Figura 1.8:</b> Cargado de molde.....  | 37 |
| <b>Figura 1.9:</b> Cerrado y sellado del molde.....   | 37 |
| <b>Figura 1.10:</b> Rotación y calentamiento del molde. ....  | 37 |
| <b>Figura 1.11:</b> Rotación y enfriamiento del molde. ....   | 38 |
| <b>Figura 1.12:</b> Descarga del molde. ....  | 38 |
| <b>Figura 1.13:</b> Molde montado en la máquina .....   | 39 |
| <b>Figura 1.14:</b> Brazo recto y brazo acodado para la realización del giro en torno a dos ejes en las máquinas de moldeo rotacional. .... | 39 |
| <b>Figura 1.15:</b> Calentamiento del molde.....  | 40 |
| <b>Figura 1.16:</b> Cámara de enfriado. ....  | 40 |
| <b>Figura 1.17:</b> Máquina de Desplazamiento Lineal. ....  | 41 |
| <b>Figura 1.18:</b> Máquina de estación simple (Clam Shell).....  | 42 |
| <b>Figura 1.20:</b> Máquina tipo carrusel de tres brazos fijos.....   | 43 |
| <b>Figura 1.21:</b> Máquinas con Calentamiento mediante flama abierta. ....   | 43 |
| <b>Figura 1.22:</b> Tipos de Brazos en Máquinas de Rotomoldeo.....  | 44 |
| <b>Figura 2.1:</b> Esfuerzo de compresión axial permisible para acero A-36, en función del tipo de columna. ....                            | 50 |
| <b>Figura 2.2:</b> Proceso de Remachado.....  | 52 |
| <b>Figura 2.3:</b> Unión empernada. ....  | 53 |



|   |    |
|---|----|
| <b>Figura 2.4:</b> Denominación del cordón de soldadura tipo filete.....              | 53 |
| <b>Figura 2.5:</b> Engranaje cónico de dientes rectos. ....                           | 59 |
| <b>Figura 2.6:</b> Engranaje cónico dientes rectos. ....                              | 60 |
| <b>Figura 2.7:</b> Engranaje cónico dientes helicoidales.....                         | 60 |
| <b>Figura 2.8:</b> Engranaje cónico hipoide.....                                      | 61 |
| <b>Figura 2.9:</b> Terminología de los dientes del engranaje. ....                    | 61 |
| <b>Figura 2.10:</b> Ángulo de presión. ....   | 62 |
| <b>Figura 2.11:</b> Terminología de los engranes cónicos. ....                        | 63 |
| <b>Figura 2.12:</b> Fuerzas entre dientes de engranes cónicos.....                    | 65 |
| <b>Figura 2.13:</b> Materiales utilizados en engranajes.....                          | 66 |
| <b>Figura 2.14:</b> Eje de transmisión de movimiento.....                             | 67 |
| <b>Figura 2.15:</b> Fuerzas aplicadas en un engranaje cónico.....                     | 67 |
| <b>Figura 2.16:</b> Ilustración de una chaveta cuadrada.....                          | 71 |
| <b>Figura 2.17:</b> Designación de una chaveta. ....                                  | 71 |
| <b>Figura 2.18:</b> Chumacera lubricada.....  | 72 |
| <b>Figura 2.19:</b> Fijación del rodamiento con el eje. ....                          | 73 |
| <b>Figura 2.20.</b> Rodamientos de bolas (izq.) y rodamientos de rodillos (der.)..... | 74 |
| <b>Figura 2.21:</b> Componentes Radial y Axial.....                                   | 75 |
| <b>Figura 2.22:</b> Transmisión por cadena de rodillos ....                           | 76 |
| <b>Figura 2.23:</b> Cadena de Rodillos. (Cortesía de Link-Belt Co., Chicago.) .....   | 77 |
| <b>Figura 2.24:</b> Tipos de Catarinas.....   | 77 |
| <b>Figura 2.25:</b> Cilindro calentado por conducción. ....                           | 82 |
| <b>Figura 2.26:</b> Cilindro calentado por convección.....                            | 83 |
| <b>Figura 2.27:</b> Convección horizontal a través de un ventilador centrífugo.....   | 86 |
| <b>Figura 2.28:</b> Ventilador Tipo Axial. ....                                       | 89 |
| <b>Figura 2.29:</b> Ventilador Tipo Centrifugo.....                                   | 90 |
| <b>Figura 2.30:</b> Espesor nominal de pared. ....                                    | 92 |

|  |     |
|--|-----|
| <b>Figura 3.1:</b> Esquema representativo de la estructura del horno.....            | 95  |
| <b>Figura 3.2:</b> Diagrama de la viga sometida a una carga distribuida.....         | 97  |
| <b>Figura 3.3:</b> Diagrama de fuerza cortante. ....                                 | 98  |
| <b>Figura 3.4:</b> Diagrama de momento flexionante. ....                             | 99  |
| <b>Figura 3.5:</b> Esquema representativo de la estructura del horno.....            | 100 |
| <b>Figura 3.6:</b> Dimensiones de la columna del horno. ....                         | 101 |
| <b>Figura 3.7:</b> Esquema representativo de la estructura del carro. ....           | 104 |
| <b>Figura 3.8:</b> Diagramas de cuerpo libre Método de Superposición. ....           | 105 |
| <b>Figura 3.9:</b> Diagramas de cuerpo libre.....                                    | 105 |
| <b>Figura 3.10:</b> Diagrama Fuerza Cortante. ....                                   | 106 |
| <b>Figura 3.11:</b> Diagrama Momento Flexionante.....                                | 106 |
| <b>Figura 3.12:</b> Diagrama de Cuerpo Libre.....                                    | 106 |
| <b>Figura 3.13:</b> Diagrama Fuerza Cortante. ....                                   | 107 |
| <b>Figura 3.14:</b> Diagrama Momento Flexionante.....                                | 107 |
| <b>Figura 3.15:</b> Diagrama de Cuerpo Libre. ....                                   | 108 |
| <b>Figura 3.16:</b> Diagrama Fuerza Cortante. ....                                   | 109 |
| <b>Figura 3.17:</b> Diagrama Momento Flexionante.....                                | 110 |
| <b>Figura 3.18:</b> Dimensiones de la estructura del horno. ....                     | 111 |
| <b>Figura 3.19:</b> Diagrama de la estructura de la mesa. (Unidades en metros). .... | 114 |
| <b>Figura 3.20:</b> Diagrama de Cuerpo Libre. (Unidades en metros). ....             | 114 |
| <b>Figura 3.21:</b> Soldadura tipo filete. ....                                      | 115 |
| <b>Figura 3.22:</b> Terminología de los engranes cónicos. ....                       | 119 |
| <b>Figura 3.23:</b> Diagrama de Cuerpo Libre Eje Principal. ....                     | 121 |
| <b>Figura 3.24:</b> Diagrama de Fuerza Cortante.....                                 | 122 |
| <b>Figura 3.25:</b> Diagrama del Momento Flexionante.....                            | 122 |
| <b>Figura 3.26:</b> Diagrama de Cuerpo Libre Eje Secundario.....                     | 125 |
| <b>Figura 3.27:</b> Diagrama de Cargas que se Ejerce en el piñón. ....               | 126 |

|   |     |
|---|-----|
| <b>Figura 3.28:</b> Diagrama de Cuerpo Libre Plano XY.....                          | 127 |
| <b>Figura 3.29:</b> Diagrama Fuerza Cortante. ....                                  | 127 |
| <b>Figura 3.30:</b> Diagrama Momento Flexionante.....                               | 128 |
| <b>Figura 3.31:</b> Diagrama de Cuerpo Libre Plano XZ. ....                         | 128 |
| <b>Figura 3.32:</b> Diagrama Fuerza Cortante. ....                                  | 129 |
| <b>Figura 3.33:</b> Diagrama Momento Flexionante.....                               | 129 |
| <b>Figura 3.34:</b> Selección del Motorreductor. ....                               | 133 |
| <b>Figura 3.35:</b> Selección del Motorreductor. ....                               | 135 |
| <b>Figura 3.36:</b> Diagrama de Cuerpo Libre Eje Secundario.....                    | 136 |
| <b>Figura 3.37:</b> Catalogo SKF rodamientos de bolas de una hilera. ....           | 137 |
| <b>Figura 3.38:</b> Catalogo SKF rodamientos de bolas de una hilera. ....           | 138 |
| <b>Figura 3.39:</b> Catalogo SKF rodamientos de bolas de una hilera. ....           | 139 |
| <b>Figura 3.40:</b> Esquema eléctrico de Conductividad Térmica.....                 | 143 |
| <b>Figura 3.41:</b> Esquema Cámara del Horno.....                                   | 144 |
| <b>Figura 3.42:</b> Grafico transferencia de calor en paredes del horno .....       | 146 |
| <b>Figura 3.43:</b> Gráfico transferencia de calor en el molde de Aluminio. ....    | 149 |
| <b>Figura 3.44:</b> Esquema de la carga en el interior de la cámara del horno. .... | 151 |
| <b>Figura 3.45:</b> Quemador AirHeat v2 .....                                       | 156 |
| <b>Figura 3.46:</b> Parámetros del Flujo de Proceso. ....                           | 159 |
| <b>Figura 3.47:</b> Presión estática (Design Tools Duct Sizer Version 6.4) .....    | 160 |
| <b>Figura 3.48:</b> Selección modelo ventilador centrífugo.....                     | 161 |
| <b>Figura 3.49:</b> Ingreso de parámetros para selección.....                       | 162 |
| <b>Figura 3.50:</b> Selección del adecuado ventilador .....                         | 162 |
| <b>Figura 4.1:</b> Pasos fundamentales en un proyecto FEA. ....                     | 165 |
| <b>Figura 4.2:</b> Restricciones geométricas. ....                                  | 167 |
| <b>Figura 4.3:</b> Restricciones de Ensamblaje.....                                 | 167 |
| <b>Figura 4.4:</b> Restricciones de Movimiento.....                                 | 168 |

|   |     |
|---|-----|
| <b>Figura 4.5:</b> Esquema Estructura Horno.....                              | 169 |
| <b>Figura 4.6:</b> Viga lateral. ....   | 169 |
| <b>Figura 4.7:</b> Restricciones en extremos de la viga. ....                 | 170 |
| <b>Figura 4.8:</b> Aplicación de Carga Distribuida. ....                      | 170 |
| <b>Figura 4.9:</b> Simulación de reacciones en viga. ....                     | 171 |
| <b>Figura 4.10:</b> Simulación de momentos viga. ....                         | 171 |
| <b>Figura 4.11:</b> Simulación Estructura Horno. ....                         | 174 |
| <b>Figura 4.12:</b> Esquema de la estructura mesa.....                        | 174 |
| <b>Figura 4.13.</b> Viga Sometida a la carga máxima. ....                     | 175 |
| <b>Figura 4.14:</b> Restricciones de tipo fijada. ....                        | 175 |
| <b>Figura 4.15:</b> Esquema representativo de la estructura de la mesa. ....  | 176 |
| <b>Figura 4.16:</b> Parámetros de la carga en el punto medio de la viga. .... | 177 |
| <b>Figura 4.17:</b> Simulación Reacciones en viga.....                        | 177 |
| <b>Figura 4.18:</b> Simulación Momento en viga. ....                          | 178 |
| <b>Figura 4.19:</b> Simulación Estructura Mesa.....                           | 180 |
| <b>Figura 4.20:</b> Esquema eje secundario. ....                              | 181 |
| <b>Figura 4.21:</b> Aplicación de Restricciones en Rodamientos. ....          | 181 |
| <b>Figura 4.22:</b> Aplicación de Carga puntual. ....                         | 182 |
| <b>Figura 4.23:</b> Simulación Esfuerzo de Von Misses.....                    | 183 |
| <b>Figura 4.24:</b> Gráfica desplazamiento. ....                              | 184 |
| <b>Figura 5.1:</b> Extracto Montaje y Puesta en Marcha por Rotomec.....       | 189 |
| <b>Figura 5.2:</b> Costo de la Máquina según Rotomec.....                     | 192 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|   |     |
|---|-----|
| <b>Tabla 1.1.</b> Rango de densidades de la familia del polietileno.....                | 34  |
| <b>Tabla 2.1.</b> Factores de diseño. Valores mínimos recomendados. ....                | 47  |
| <b>Tabla 2.2.</b> Propiedades de aceros estructurales.....                              | 47  |
| <b>Tabla 2.3.</b> Longitudes efectivas de Columnas. ....                                | 51  |
| <b>Tabla 2.4.</b> Espesor Mínimo de Garganta Efectiva .....                             | 54  |
| <b>Tabla 2.5.</b> Compatibilidad del material de aporte con metal base. ....            | 55  |
| <b>Tabla 2.6.</b> Esfuerzos permitidos del código AISC para metal de soldadura.....     | 55  |
| <b>Tabla 2.7.</b> Velocidad y relación de rotación en el rotomoldeo. ....               | 58  |
| <b>Tabla 2.8.</b> Denominaciones y Relaciones del Dentado.....                          | 64  |
| <b>Tabla 2.9.</b> Aceros para engranajes. ....  | 66  |
| <b>Tabla 2.10.</b> Datos Técnicos Bühler Aceros Especiales.....                         | 70  |
| <b>Tabla 2.11.</b> Valores orientativos para el factor de seguridad estática. ....      | 74  |
| <b>Tabla 2.12.</b> Factores de Carga Radial Equivalente. ....                           | 75  |
| <b>Tabla 2.13.</b> Factores de servicio para transmisiones por cadena. ....             | 78  |
| <b>Tabla 2.14.</b> Temperatura y tiempo de horneado. ....                               | 87  |
| <b>Tabla 2.15.</b> Gruesos de pared posible. ....                                       | 93  |
| <b>Tabla 3.1.</b> Peso de los accesorios a soportar en la viga.....                     | 96  |
| <b>Tabla 3.2.</b> Dimensiones del Piñón-Rueda.....                                      | 119 |
| <b>Tabla 3.3.</b> Características del piñón y cadena N° 80, según la norma DIN 8188. .. | 140 |
| <b>Tabla 3.4.</b> Características del piñón y cadena N° 80, según la norma DIN 8188. .. | 142 |
| <b>Tabla 3.5.</b> Propiedades de Materiales para Moldes.....                            | 153 |
| <b>Tabla 3.6.</b> Propiedades Térmicas del Polietileno.....                             | 153 |
| <b>Tabla 3.7:</b> Tamaños disponibles del Quemador AirHeat v2.....                      | 156 |
| <b>Tabla 3.8.</b> Valores caloríficos de los gases combustibles. ....                   | 158 |
| <b>Tabla 3.9.</b> Velocidades recomendadas para sistemas de alta velocidad.....         | 159 |

|  |     |
|--|-----|
| <b>Tabla 4.1.</b> Resumen de resultados estáticos .....                    | 172 |
| <b>Tabla 4.2.</b> Resumen de resultados estáticos estructura general. .... | 173 |
| <b>Tabla 4.3.</b> Resumen de resultados estáticos. ....                    | 179 |
| <b>Tabla 4.4.</b> Resumen de resultados estáticos estructura general. .... | 180 |
| <b>Tabla 4.5.</b> Resumen de resultados.....                               | 183 |
| <b>Tabla 5.1.</b> Materiales Directos. ....                                | 186 |
| <b>Tabla 5.2.</b> Materiales Directos. ....                                | 186 |
| <b>Tabla 5.3.</b> Materiales Directos. ....                                | 187 |
| <b>Tabla 5.4.</b> Materiales Directos. ....                                | 187 |
| <b>Tabla 5.5.</b> Materiales Directos. ....                                | 187 |
| <b>Tabla 5.6.</b> Materiales Directos. ....                                | 188 |
| <b>Tabla 5.7:</b> Costos de fabricación.....                               | 188 |
| <b>Tabla 5.8.</b> Costos personales para montaje. ....                     | 189 |
| <b>Tabla 5.9.</b> Costos de montaje. ....                                  | 190 |
| <b>Tabla 5.10.</b> Costos de ingeniería.....                               | 190 |
| <b>Tabla 5.11.</b> Costo Indirecto Total. ....                             | 190 |
| <b>Tabla 5.12.</b> Resumen de Costos. ....                                 | 191 |

## ÍNDICE DE ANEXOS

|                |  |
|----------------|--|
| <b>ANEXO A</b> | Planos de construcción Máquina Rotomoldeo.   |
| <b>ANEXO B</b> | Tablas elementos de transmisión de potencia. |
| <b>ANEXO C</b> | Tablas, Manuales y Diagramas.                |
| <b>ANEXO D</b> | Tablas – Propiedades Térmicas.               |
| <b>ANEXO E</b> | Proformas y cotizaciones materiales.         |

## CAPÍTULO I: GENERALIDADES

### 1.1.- POLÍMEROS.

Un polímero es un material constituido al combinar varios meros o unidades, son grandes moléculas o macromoléculas formadas por la unión de muchas moléculas pequeñas.

### 1.2.- TIPOS DE POLÍMEROS.<sup>3</sup>

- 1. Polímeros naturales:** provenientes directamente del reino vegetal o animal. Por ejemplo: celulosa, almidón, proteínas, caucho natural, ácidos nucleicos, etc.
- 2. Polímeros artificiales:** son el resultado de modificaciones mediante procesos químicos, de ciertos polímeros naturales. Ejemplo: nitrocelulosa, etonita, etc.
- 3. Polímeros sintéticos:** son los que se obtienen por procesos de polimerización controlados por el hombre a partir de materias primas de bajo peso molecular. Ejemplo: nylon, polietileno, cloruro de polivinilo, polimetano, etc.

### 1.3.- PLÁSTICOS.

“Los plásticos son materiales compuestos principalmente de polímeros de origen natural o de polímeros hechos artificialmente que a veces contienen aditivos como fibras, cargas, pigmentos y otros similares que mejoran aún más sus propiedades”.<sup>4</sup>

#### 1.3.1.- Clasificación de los plásticos según sus Propiedades Físicas.

##### a) Termoplásticos.

Son polímeros formados por moléculas lineales o muy poco ramificadas, cuyas cadenas se pliegan de forma aleatoria debido a los enlaces débiles que se establecen entre distintos puntos de las mismas (Ver Figura 1.1). Estos enlaces se rompen cuando el plástico se calienta; por eso, las moléculas se pueden reordenar y permitir,

---

<sup>3</sup>BARBOZA Elizabeth, *Polímeros y Biomoléculas*, Venezuela, 2002. Página Web: <http://www.monografias.com/trabajos11/polim/polim.shtml>

<sup>4</sup>STRONG, B.A., *Plastics-Materials and Processing*. Tomado de ASKELAND Donald R., PHULÉ Pradeep P., *Ciencia e Ingeniería de los materiales*, 4ta Edición, International Thomson Editores S.A., México, 2004, P. 670.



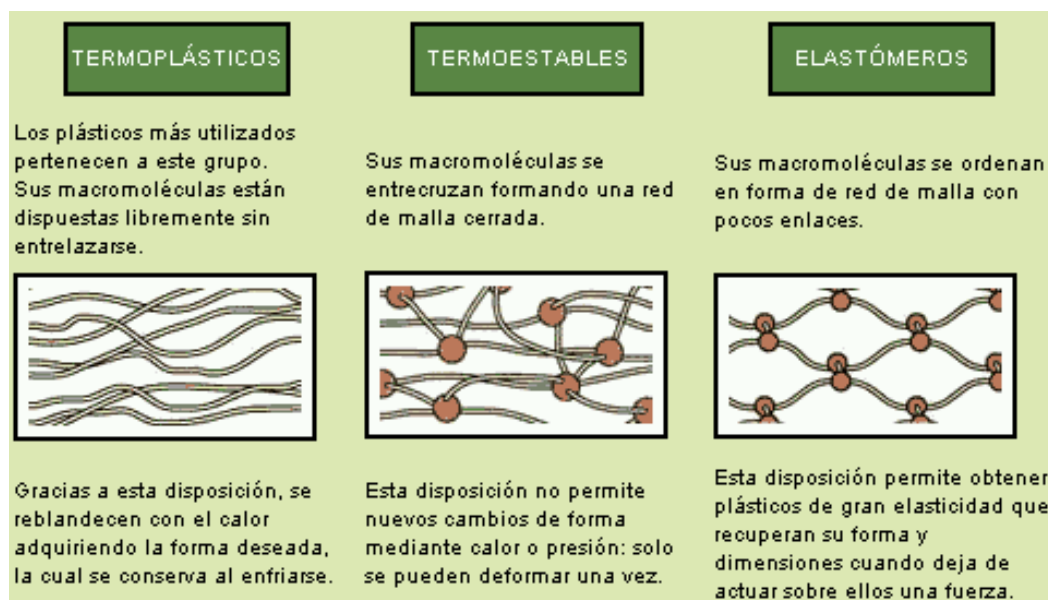
así, que la materia adopte una forma distinta. Son ejemplos el polietileno (PE), el polipropileno (PP) y el Policloruro de vinilo (PVC).

**b) Termoestables.**

Los plásticos termoestables reciben también el nombre de resinas. Son polímeros cuyas moléculas tienen ramificaciones y uniones estables entre ellas (Ver Figura 1.1). Una vez que se solidifican, forman un material resistente y de estructura rígida. Son ejemplos la baquelita, poliuretano (PU), así como las resinas que se utilizan como adhesivos en la industria de la madera o como sustancias cementantes en la construcción.

**c) Elastómeros.**

Son polímeros con una gran elasticidad. Sus moléculas están muy enrolladas, de manera que, cuando se estiran, su longitud aumenta de forma considerable (Ver Figura 1.1). Al dejar en libertad un elastómero, sus moléculas tienden a enrollarse y recuperar su forma original. En esto se distinguen de los plásticos, los cuales, al ser estirados, se deforman de manera permanente. El elastómero natural por excelencia es el caucho.



**Figura 1.1:** Termoplástico, Termoestable y Elastómeros.<sup>5</sup>

<sup>5</sup>MACROMOLÉCULAS. *Polímeros de interés para la sociedad*. Página web. [http://materialestecnologias.files.wordpress.com/2011/11/tipos\\_plasticos.gif](http://materialestecnologias.files.wordpress.com/2011/11/tipos_plasticos.gif)

## 1.4.- POLIETILENO.

“Es químicamente el polímero más simple. Se representa con su unidad repetitiva  $(\text{CH}_2\text{-CH}_2)_n$ . Es uno de los plásticos más comunes, debido a su alta producción mundial (aproximadamente 60 millones de toneladas anuales alrededor del mundo) y a un bajo precio”.<sup>6</sup>

## 1.5.- TIPOS DE POLIETILENO.<sup>7</sup>

Los polietilenos utilizados para el proceso de Rotomoldeo son los siguientes:

### 1.5.1.- Polietileno de Baja Densidad (LDPE).

El polietileno de baja densidad tiene una estructura ramificada, parcialmente cristalina y es termoplástico, es fabricado bajo altas condiciones de presión y temperatura mediante un proceso de polimerización por radical libre. Ver Figura 1.2

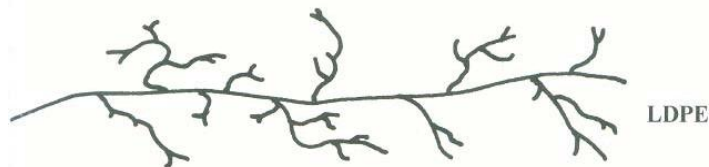


Figura 1.2: Cadena polimérica del LDPE.

El LDPE es muy versátil, se adapta a todo tipo de procesamiento de plástico y se aplica en la producción de películas para empaques, bolsas, fundas, etc.

Se caracteriza por su excelente flexibilidad, buena resistencia al impacto, maquinabilidad, resistencia a aceites, resistencia a químicos.

### 1.5.2.- Polietileno de Alta Densidad (HDPE)

El HDPE es un termoplástico no polar lineal, de aspecto blanquinoso, con un punto de fusión entre 128-138 °C, es uno de los polímeros más versátiles, las cadenas moleculares de los homopolímeros HDPE son largas y rectas con muy pequeñas ramificaciones. Ver Figura 1.3.

---

<sup>6</sup>WIKIPEDIA LA ENCICLOPEDIA LIBRE, *Polietileno*, 2013. Página Web: <http://es.wikipedia.org/wiki/Polietileno>

<sup>7</sup>ALARCÓN, Rubén y RIGAIL, Andrés, *Estudio de la Relación entre la Estructura, PIAT, Grado de Cura y Resistencia al impacto en Productos Mono capa de Polietileno Rotomoldeado*, Tesis ESPOL, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Guayaquil, 2007, p. 6.

Se emplea para la producción de envases de alimentos, detergentes, artículos para el hogar, juguetes, dispositivos protectores (casco, rodilleras, coderas...). etc.



**Figura 1.3:** Cadena polimérica del HDPE.

A continuación, en la Tabla 1.1, se presentan las densidades correspondientes de las dos clases de polietileno.

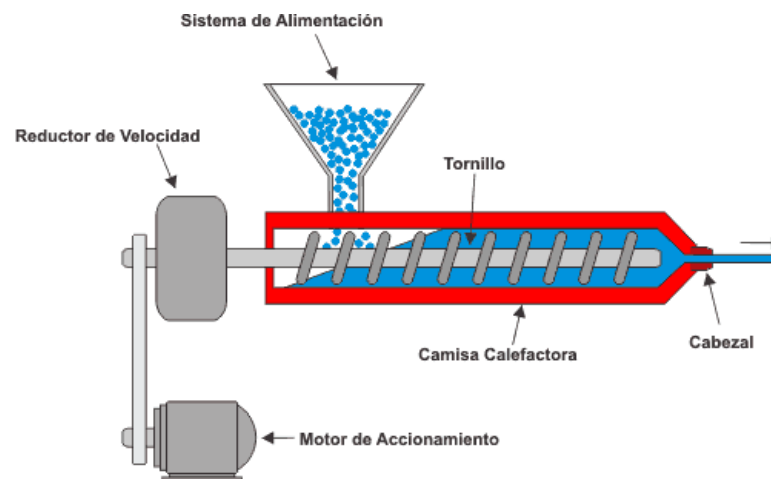
| Tipo de Polietileno.                | Densidad g/cm <sup>3</sup>      |
|-------------------------------------|---------------------------------|
| Polietileno de Baja Densidad (LDPE) | 0.915 a 0.925 g/cm <sup>3</sup> |
| Polietileno de Alta Densidad (HDPE) | 0.941 a 0.965 g/cm <sup>3</sup> |

**Tabla 1.1.** Rango de densidades de la familia del polietileno.<sup>8</sup>

## 1.6.- PROCESOS DE TRANSFORMACIÓN DEL PLÁSTICO

### 1.6.1.- Moldeo por Extrusión.

Se utiliza ampliamente en la industria de plásticos para la producción con sección constante y longitud infinita. Consiste en obligar a un material fundido a pasar a través de una boquilla o matriz que tiene la forma adecuada, para obtener el perfil deseado. Las temperaturas de trabajo son entre los 160°C y 240°C. Ver Figura 1.4.



**Figura 1.4:** Moldeo por Extrusión.<sup>9</sup>

<sup>8</sup>ALARCÓN, Rubén y RIGAIL, Andrés, *Estudio de la Relación entre la Estructura, PIAT, Grado de Cura y Resistencia al impacto en Productos Monocapa de Polietileno Rotomoldeado*, Op. Cit., p. 4.

<sup>9</sup>TEXTOS CIENTÍFICOS, *Moldeo por extrusión*. Página web.  
<http://www.textoscientificos.com/polimeros/moldeado>

### 1.6.2.- Moldeo por Inyección.

Consiste en fundir un material plástico en condiciones adecuadas e introducirlo a presión en las cavidades de un molde donde se enfría a una temperatura apta para que las piezas puedan ser extraídas sin deformarse. Las temperaturas de trabajo están entre los 270°C y 285°C. Ver Figura 1.5.

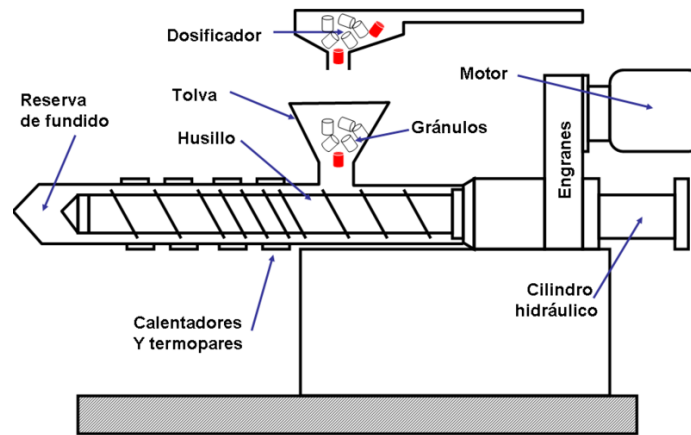


Figura 1.5: Unidad de Inyección de Plástico.<sup>10</sup>

### 1.6.3.- Moldeo por Extrusión - Soplado.

El moldeo por extrusión soplado es un proceso de soplado en el que la preforma es una manga tubular, conformada por extrusión, llamada párison, el cual se cierra por la parte inferior de forma hermética debido al pinzamiento que ejercen las partes del molde al cerrarse, posteriormente se sopla, se deja enfriar y se expulsa la pieza (Ver Figura 1.6). Las temperaturas de trabajo oscilan entre los 160 °C y 200 °C.

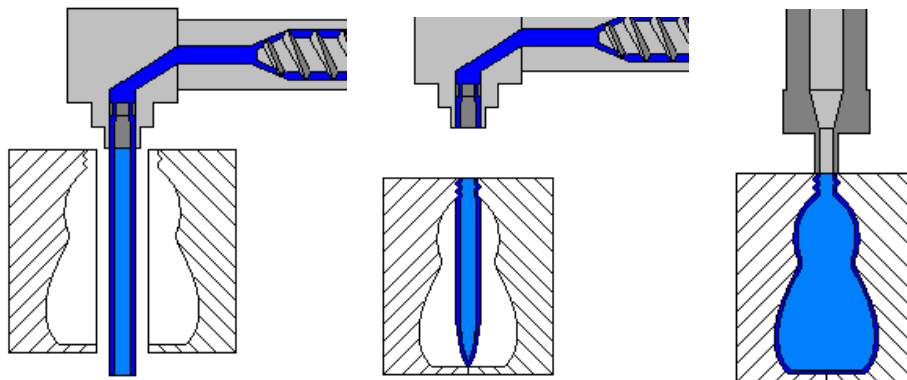


Figura 1.6: Moldeo por Extrusión - Soplado

<sup>10</sup>COMMONS WIKIMEDIA, *Moldeo por inyección, Unidad de Inyección*. 26 de Diciembre 2011, Página web. [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Unidad\\_de\\_inyeccion\\_de\\_inyectora2.png](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Unidad_de_inyeccion_de_inyectora2.png)

#### 1.6.4.- Moldeo por Compresión.

La industria transformadora de plásticos utiliza el moldeo por compresión para moldear materiales termoestables. En la Figura 1.7, se muestra una prensa empleada en el moldeo por compresión. Las temperaturas de trabajo se encuentran en un rango de 270°C y 285°C.

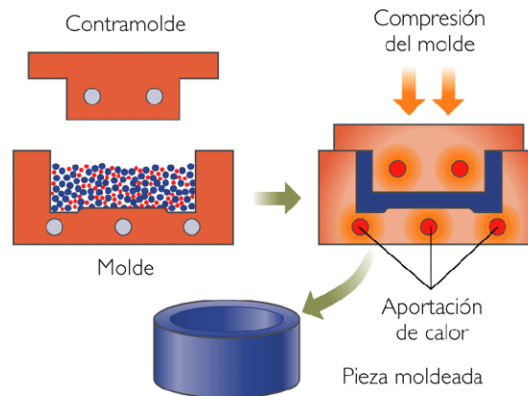


Figura 1.7: Esquema del proceso de moldeo por compresión.<sup>11</sup>

#### 1.6.5.- Moldeo Rotacional o Rotomoldeo.

Es un proceso de conformado de productos plásticos en el cual se introduce un polímero dentro de un molde y éste al girar en dos ejes perpendiculares entre sí, adapta el material a la superficie del molde creando piezas huecas de alta resistencia y con formas complejas.

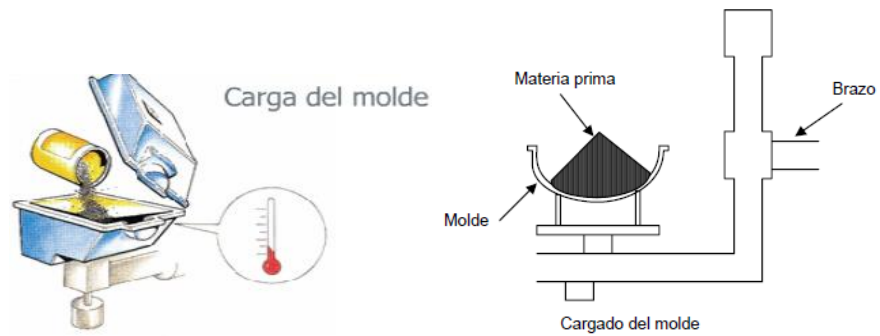
Las temperaturas en el que se encuentra el horno están entre 250°C y 400°C.

### 1.7.- EL PROCESO DE MOLDEO ROTACIONAL.

El proceso de moldeo por rotación consta de varios pasos:

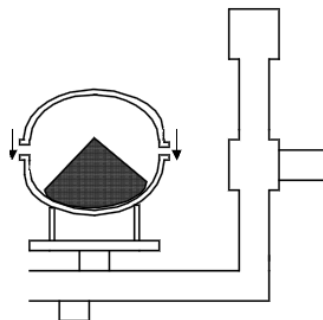
1. Consiste en cargar un molde hueco con material plástico en forma de polvo.  
Ver Figura 1.8.

<sup>11</sup>BLOGSPOT, *Tecnología de los Plásticos*, 3 de Octubre 2011, Página Web: <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/10/moldeo-por-compresion.html>



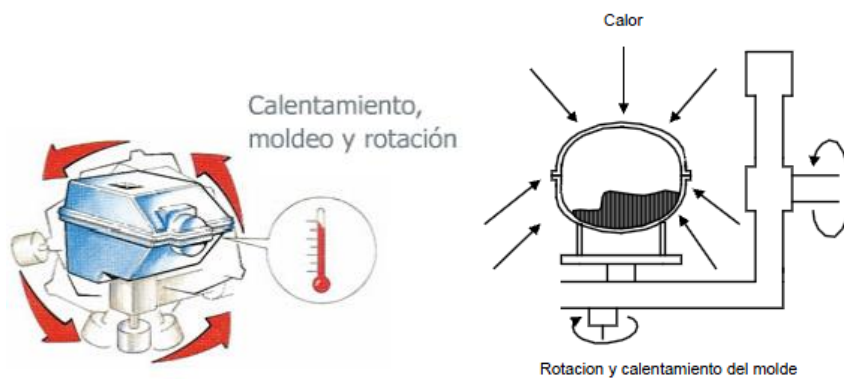
**Figura 1.8:** Cargado de molde.

- Una vez que ha sido llenado se cierra y se sella el molde. Ver Figura 1.9.



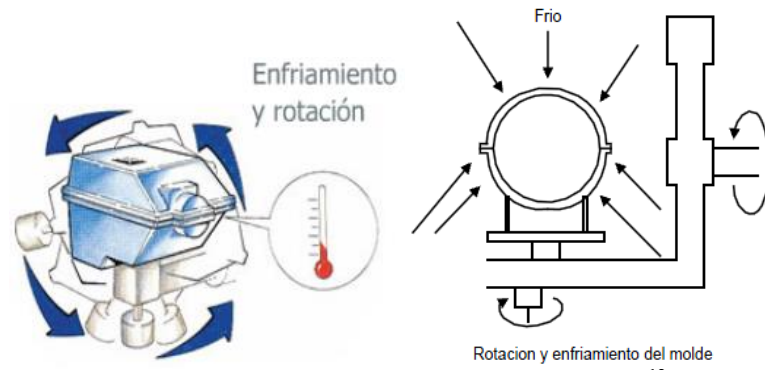
**Figura 1.9:** Cerrado y sellado del molde.

- Se rota sobre sus ejes horizontal y vertical. El molde en rotación se introduce a un horno donde es sometido a altas temperaturas, el plástico alcanza la temperatura de fusión y se adhiere a las paredes del molde. Ver Figura 1.10.



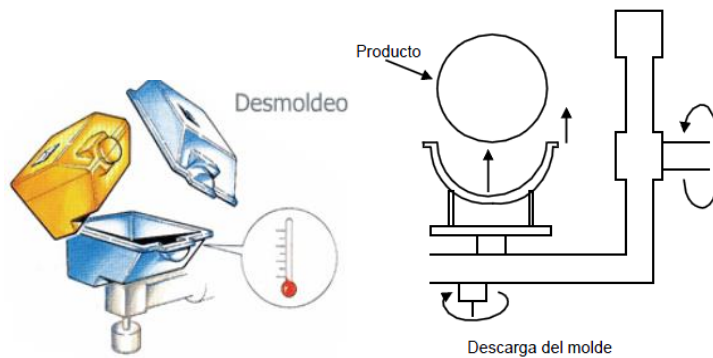
**Figura 1.10:** Rotación y calentamiento del molde.

- El molde es colocado en una cámara de enfriamiento o a temperatura ambiente donde es rociado con aire o agua. Cuando el molde se enfría, el material se solidifica tomando la forma del mismo. Ver Figura 1.11.



**Figura 1.11:** Rotación y enfriamiento del molde.<sup>12</sup>

5. Finalmente el molde es abierto y es posible sacar la pieza moldeada. Ver Figura 1.12.



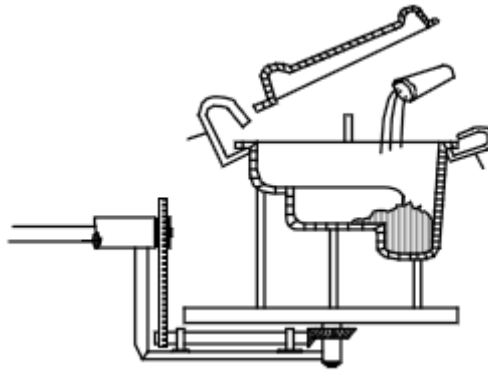
**Figura 1.12:** Descarga del molde.

El molde se vuelve a cargar y el proceso se repite tantas veces como se requiera.

### 1.8.- ELEMENTOS BÁSICOS DEL PROCESO DE ROTOMOLDEO.

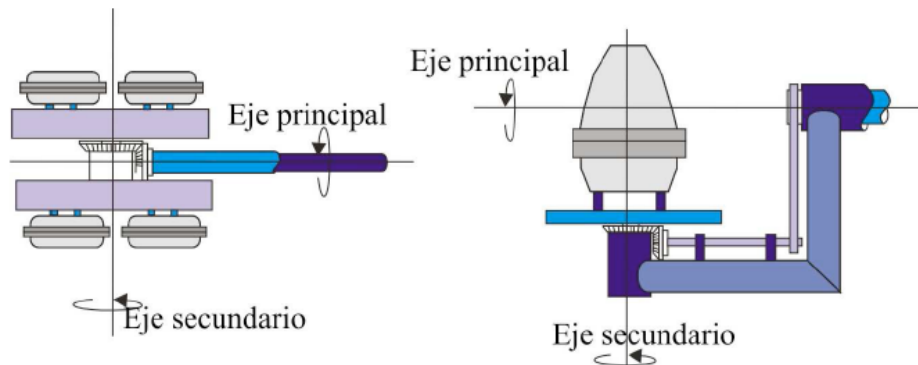
Los elementos básicos de una máquina de rotomoldeo son todos aquellos dispositivos y partes mecánicas que se utilizan para montar el molde a la máquina, y además el tipo de anclaje necesario para operar. Ver Figura 1.13.

<sup>12</sup> UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA, *Proceso de diseño y fabricación de una luminaria por rotomoldeo*, Art. Cit.



**Figura 1.13:** Molde montado en la máquina

Un mecanismo para rotar biaxialmente el molde y poner todas las superficies internas de la cavidad en contacto repetitivo con el material plástico. Ver Figura 1.14.



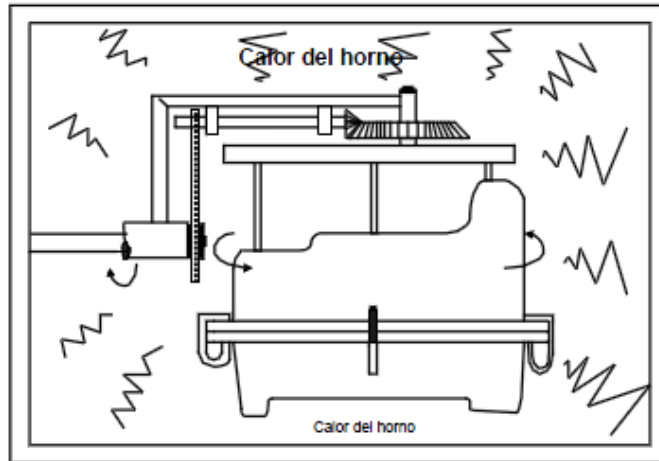
**Figura 1.14:** Brazo recto y brazo acodado para la realización del giro en torno a dos ejes en las máquinas de moldeo rotacional.<sup>13</sup>

En el brazo recto se puede colocar mayor número de moldes en cada ciclo, pero deben ser de menor tamaño que en el caso del brazo acodado. En ambos tipos de brazo los motores que hacen girar cada eje son independientes, de modo que se puede seleccionar distintas velocidades de rotación en cada eje para obtener la relación de rotación deseada.

Un horno y un medio de calentamiento para el molde y el subsecuente fundido del material plástico para permitir que cubra la superficie interna de la cavidad. Ver Figura 1.15.

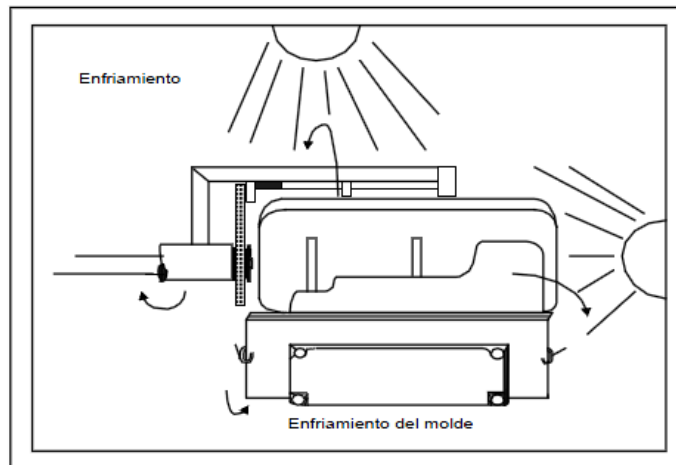
<sup>13</sup> BELTRÁN M; MARCILLA A, 5ta edición, *Tecnología de Polímeros*, año 2012, España, Tema 7.





**Figura 1.15:** Calentamiento del molde.

Una cámara fría, u otro medio, para enfriar el molde y la parte plástica moldeada contenida en el interior del mismo, al punto en que ésta se haya endurecido lo suficiente para mantener su forma. Ver Figura 1.16.



**Figura 1.16:** Cámara de enfriado.

Un motor, u otro mecanismo, para mover los moldes entre las estaciones mencionadas, así como dentro de las mismas.

La máquina moldeadora también debe incorporar controles adecuados para ajustar y mantener el tiempo, la temperatura y la velocidad de rotación en las varias etapas del ciclo de moldeo.

## 1.9.- TIPOS DE MÁQUINAS PARA MOLDEO ROTACIONAL.

Si el calentamiento del molde se lleva a cabo en un horno, tenemos:

- Máquina de desplazamiento lineal.
- Máquina de estación simple (Clam Shell).
- Máquina de giro basculante (Rock N Roll).
- Máquina tipo carrusel.

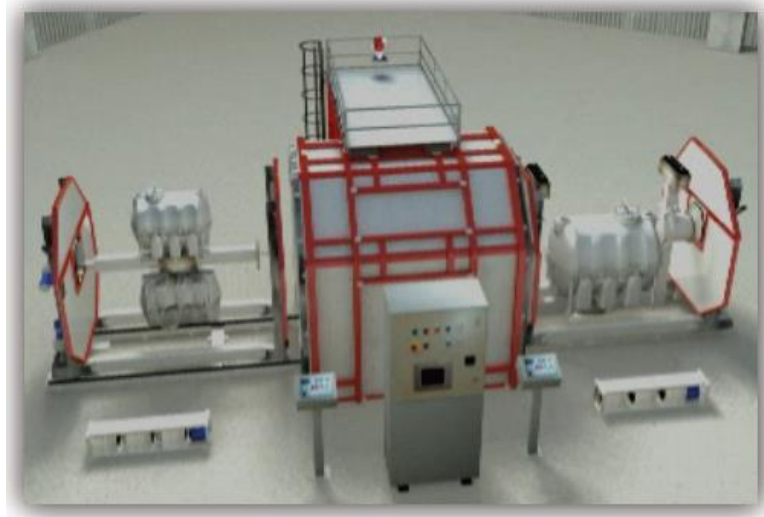
Si el calentamiento del molde no se realiza en el interior de un horno, tenemos:

- Máquina de flama abierta.

Los diferentes tipos de máquinas de rotomoldeo llegan al mismo objetivo, pero sin embargo, lo hacen de distintas maneras. Por lo tanto se diferencian entre sí, en el proceso que se sigue para obtener la pieza final.

### 1.9.1.- Máquina de desplazamiento lineal.

Consiste en una máquina de desplazamiento lineal, con un horno central y uno o dos carros móviles, como se visualiza en la Figura 1.17. Los carros entran en un horno, donde se funde el material plástico y se adhiere a las paredes del molde mediante el giro biaxial. Después viajan hasta la estación de enfriamiento para su posterior extracción.



**Figura 1.17:** Máquina de Desplazamiento Lineal.

### 1.9.2.- Máquina de estación simple (Clam Shell).

Presenta la particularidad de que todo el proceso ocurre en la misma cámara, que sirve como horno (por medio de calentadores externos y la conducción del calor a través del aire), y como cámara de enfriamiento con circulación de aire frío y aspersores de agua. Son útiles para bajos volúmenes de producción y para el desarrollo de prototipos. Ver Figura 1.18.



Figura 1.18: Máquina de estación simple (Clam Shell).

### 1.9.3.- Máquina de Giro Basculante Rock and Roll

Se tiene uno o dos carros, y dependiendo de esto tendrá un horno y una o dos estaciones de enfriamiento. Este tipo de máquina a diferencia de las demás no gira en los dos ejes, sino que en uno gira, y en otro se balancea. Ver Figura 1.19. Con esto se consigue fabricar piezas de grandes dimensiones.

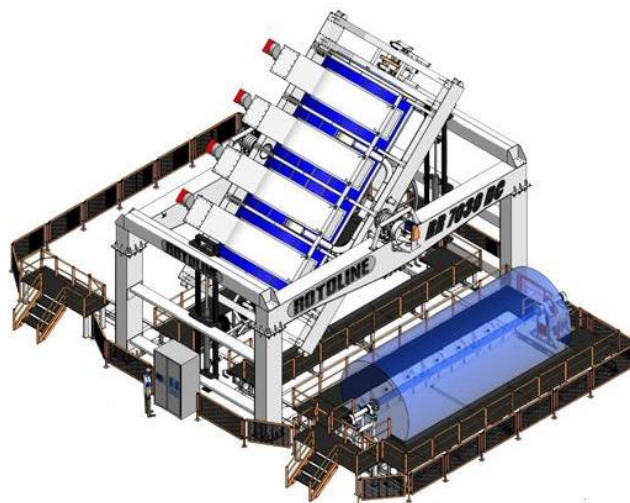


Figura 1.19: Máquina de Giro Basculante Rock and Roll.

#### 1.9.4.- Máquinas Tipo Carrusel.<sup>14</sup>

Estas máquinas resultan muy eficientes, altamente productivas y de bajo mantenimiento. Las máquinas carrusel de tres brazos fijos, tienen tres estaciones, por lo que los brazos giran 120° para desplazarse. Ver Figura 1.20. Se emplean cuando los ciclos de horno y enfriamiento tienen duraciones similares y cuando la carga y descarga pueden ser fácilmente manipuladas.

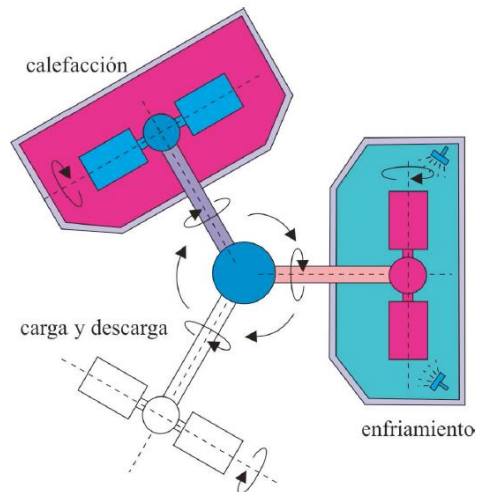


Figura 1.20: Máquina tipo carrusel de tres brazos fijos.

#### 1.9.5.- Calentamiento mediante flama abierta.

En este tipo de máquinas el calentamiento se realiza mediante varios sopletes, y no existe horno, de manera que las pérdidas de calor son mayores y el ciclo de producción será mucho más largo. Ver Figura 1.21.



Figura 1.21: Máquinas con Calentamiento mediante flama abierta.

<sup>14</sup> BELTRÁN M; MARCILLA A, *Tecnología de Polímeros*, Art. Cit.

### 1.10.- BRAZOS SUJETA MOLDES.



Figura 1.22: Tipos de Brazos en Máquinas de Rotomoldeo.

Ciertas veces en el brazo va montado un plato porta moldes, que es la parte en la que se amarra el molde a la máquina de rotomoldeo. Ver Figura 1.22. Un accesorio de estos puede portar varios moldes, y es importante dejarlo compensado, es decir, la distribución del peso de los moldes en el plato porta moldes debe ser uniforme.

Hay un tipo de plato porta moldes llamado parrilla, que tiene forma circular, y sirve para montar muchos moldes cuando estos son pequeños, como se muestra en la Figura 1.23.



Figura 1.23: Plato porta moldes tipo parrilla.<sup>15</sup>

### 1.11.- BALANCEO DEL MOLDE.

Un molde balanceado adecuadamente se detendrá y permanecerá en cualquier posición de rotación. Un molde no balanceado impondrá fuerza innecesaria al brazo de la máquina, y esto provocara daños en el equipo y un costo adicional en su reparación y mantenimiento, más la pérdida de tiempo.

<sup>15</sup> UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA, *Proceso de diseño y fabricación de una luminaria por rotomoldeo*. Art. Cit.

## CAPÍTULO II: TEORÍA DEL DISEÑO

### 2.1.- DISEÑO DE LA ESTRUCTURA METÁLICA

#### 2.1.1.- Introducción.

El propósito fundamental para diseñar una estructura es lograr que todo el conjunto de miembros y conexiones, permanezcan estables, sin cambios apreciables en forma y tamaño durante su vida útil.

Las estructuras deben estar en equilibrio, por lo que, la sumatoria de fuerzas o cargas externas como internas deben ser igual a cero, así como también los momentos de todas las fuerzas respecto a cualquier punto.

#### 2.1.2.- Estructura determinada e indeterminada.

Se considera que una estructura es **isostática** o **estáticamente determinada**, si los momentos flexionantes, las fuerzas cortantes y las fuerzas axiales en todos sus miembros, así como las reacciones externas se pueden determinar mediante las aplicaciones de las ecuaciones de equilibrio y de condición.<sup>16</sup>

En estática, una estructura es **hiperestática** o **estáticamente indeterminada** cuando está en equilibrio pero las ecuaciones de la estática resultan insuficientes para determinar todas las fuerzas internas o las reacciones.<sup>17</sup>

#### 2.1.3.- Método de diseño por esfuerzos admisibles (ASD).

La resistencia requerida no debe exceder la resistencia admisible de diseño permitida por las especificaciones.<sup>18</sup> Las resistencias requeridas (fuerzas axiales, fuerzas cortantes, momentos flectores y momentos de torsión) de los miembros estructurales, se calculan mediante los métodos aceptados de análisis estructural, con las cargas nominales o de servicio especificadas para todas las combinaciones de cargas del código de construcción aplicable.

---

<sup>16</sup>BLOGSPOT.COM, ESTRUCTURAS 1Y2, Publicado por: ING. MORAIMA A. PRIMERA G. sábado, 14 de abril de 2012. Página Web: <http://estructuras1y2.blogspot.com/2012/04/tema-i.html>

<sup>17</sup> WIKIPEDIA LA ENCICLOPEDIA LIBRE, 8 de marzo 2013. Página Web: <http://es.wikipedia.org/wiki/Hiperest%C3%A1tico>

<sup>18</sup> AISI, Specification for the Design of Cold-Formed Steel Structural Members, 1996, ASD.; Sección A5.1.1-1.

#### **2.1.4.- Tipos de cargas.**

En el diseño estructural es importante determinar de la manera más precisa posible el valor de las cargas que soportará la estructura durante su vida útil, así como su posición. Se considera para el diseño, las siguientes cargas:

- **Cargas muertas.**

Son aquellas cuya magnitud y posición, permanecen prácticamente constantes durante la vida útil de la estructura, por ejemplo:

1. Peso propio.
2. Instalaciones.
3. Cargas debidas a deformaciones permanentes.

- **Cargas vivas.**

Son cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento propio de la estructura, por ejemplo:

1. Personal.
2. Mobiliario.
3. Empujes de cargas de almacenes.

#### **2.1.5.- Factor de diseño para cargas aplicadas en las estructuras.**

El factor de seguridad compensa las incertidumbres propias del diseño, fabricación y montaje de los componentes estructurales, y de la estimación de las cargas aplicadas. En la Tabla 2.1, se detalla factores de seguridad para diferentes cargas.

La incertidumbre de la medida es una cota superior del valor de la corrección residual. El término incertidumbre quiere ser más globalizador, en el sentido de considerar todas las fuentes posibles de error que intervienen en el resultado final.<sup>19</sup>

---

<sup>19</sup> INCERTIDUMBRE Y PRECISIÓN, Alicia Maroto, Ricard Boqué, Departamento de Química Analítica y Química Orgánica. Página web: <http://www.quimica.urv.es/quimio/general/incert.pdf>

| FACTOR DE SEGURIDAD         |   | APLICACIONES |
|-----------------------------|---|--------------|
| <b>Materiales Dúctiles.</b> |   |              |
| 1,25 - 2,0                  | El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.  |              |
| 2,0 - 2,5                   | Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.  |              |
| 2,5 - 4,0                   | Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.               |              |
| 4,0 o más                   | Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. |              |
| <b>Materiales Frágiles.</b> |   |              |
| 3,0 - 4,0                   | Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.   |              |
| 4,0 - 8,0                   | Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.                      |              |

**Tabla 2.1.** Factores de diseño. Valores mínimos recomendados.<sup>20</sup>

### 2.1.6.- Tipos de Aceros Estructurales.

En la Tabla 2.2, se muestra las propiedades de los diferentes aceros estructurales.

| Designación ASTM | Acero   | Formas                            | Aplicaciones   | Sy (Ksi) | Su (Ksi) |
|------------------|---|-----------------------------------|--|----------|----------|
| A-36             | Al carbono  | Perfiles, barras y placas         | Puentes, edificios estructurales en general. Atornillados, remachados y soldados | 36 - 32  | 58 - 80  |
| A-529            | Al carbono  | Perfiles placas e < 1/2"          | IgualalA-36  | 42       | 60-85    |
| A-441            | Al magnesio, vanadio de alta resistencia baja aleación                  | Perfiles, placas y barras. e < 8" | IgualalA-36 Tanques  | 40-50    | 60-70    |
| A-572            | Alta resistencia y baja aleación  | Perfiles, placas y barras. e < 6" | Construcciones atornilladas, remaches. No en puentes soldados.                   | 42-65    | 60-80    |
| A-242            | Alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica | Perfiles, placas y barras. e < 4" | Construcciones soldadas, atornillada, técnica especial de soldadura              | 42-50    | 63-70    |
| A-588            | Alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica | Placas barras                     | Construcciones atornilladas y remachadas   | 42-50    | 63-70    |
| A-514            | Templados y revenidos   | Placas e < 4"                     | Construcciones soldada especialmente. No se usa si se requiere gran ductilidad   | 90-100   | 100-150  |

Sy: Resistencia a la Fluencia, Su: Esfuerzo último, e: espesor.

**Tabla 2.2.** Propiedades de aceros estructurales.<sup>21</sup>

<sup>20</sup>MOTT, Robert, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Cuarta Edición, Pearson Educación, México, 2006, p, 185.



## 2.2.- DISEÑO DE VIGAS.

Una viga es un elemento esbelto que trabaja a flexión. Mientras que la flexión es un estado de cargas que originan en el elemento una distribución variable de esfuerzos.

El diseño a flexión de una viga se lo realiza en función del esfuerzo admisible a flexión. Para cargas estáticas sobre estructuras metálicas, en esfuerzos flexionantes, algunos reglamentos sugieren el siguiente esfuerzo de diseño, para acero estructural:

$$F_b = 0.66 S_y^{22} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Dónde:

$F_b$ : Esfuerzo admisible a flexión

$S_y$ : Resistencia a la fluencia del material.

Además, se sabe que el “*esfuerzo real a flexión*( $f_b$ )” es menor o igual al “*esfuerzo admisible a flexión*( $F_b$ )” por lo que se deduce la siguiente ecuación.

$$f_b \leq F_b$$

$$f_b = \frac{M}{S} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Dónde:

$f_b$ : Esfuerzo real a flexión.

$M$ : Momento máximo de la viga.

$S$ : Módulo de la Sección.

## 2.3.- DISEÑO DE COLUMNAS.

El diseño de secciones simétricas bajo esfuerzos de compresión requiere algunas consideraciones del límite de pandeo por flexión, asociado a la carga crítica de pandeo correspondiente, teniendo en cuenta lo siguiente:

$F_a$ : Esfuerzo axial admisible.

---

<sup>21</sup> INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL, Tesis, *Secciones compuestas de Acero-Concreto (Método LRFD)*, 2003. Página web:

[http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/4928/1/406\\_SECCIONES%20COMPU ESTAS%20DE%20ACERO-CONCRETO%20\(METODO%20LRFD\).pdf](http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/4928/1/406_SECCIONES%20COMPU ESTAS%20DE%20ACERO-CONCRETO%20(METODO%20LRFD).pdf)

<sup>22</sup> UNAL.EDU.CO, *Resistencia De Materiales, .Lección 7: Esfuerzos En Vigas*, Página Web: [http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/palmira/5000155/lecciones/lec7/7\\_1.htm](http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/palmira/5000155/lecciones/lec7/7_1.htm)

$$f_a \leq F_a$$

$$F_a = \frac{\sigma_e}{F.S.} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Dónde:

$[\sigma_e]$ : Esfuerzo equivalente del material.

$\sigma_e$ : Esfuerzo admisible del material

$F.S.$ : Factor de Seguridad.

$f_a$ : Esfuerzo axial real.

$$f_a = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$P$ : Carga permisible de compresión.

$A$ : Área de la sección.

La tendencia de un miembro a pandearse se mide por lo general con la “relación de esbeltez( $\lambda$ )”, y se define como:

$$\lambda = \frac{KL}{r_{\min}} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Dónde:

$\lambda$ : Esbeltez.

$L$ : Longitud de la columna.

$r_{\min}$ : Radio de giro mínimo.

$K$ : Factor de longitud efectiva. (Depende del tipo de apoyo).

“Para miembros diseñados sólo en compresión, se recomienda que la razón de esbeltez  $KL/r$  no sea mayor que 200.”<sup>23</sup> (Ver Figura 2.1)

---

<sup>23</sup>CONSTRUCCIONENACERO, *Manual AISC español 2005*, Publicado en el 2009, Página Web, <http://www.construccionenacero.com/noticias/Documents/Especificaciones%20AISC%202005/Especificaciones%20AISC%202005%20con%20impresion%20alta%20calidad.pdf>

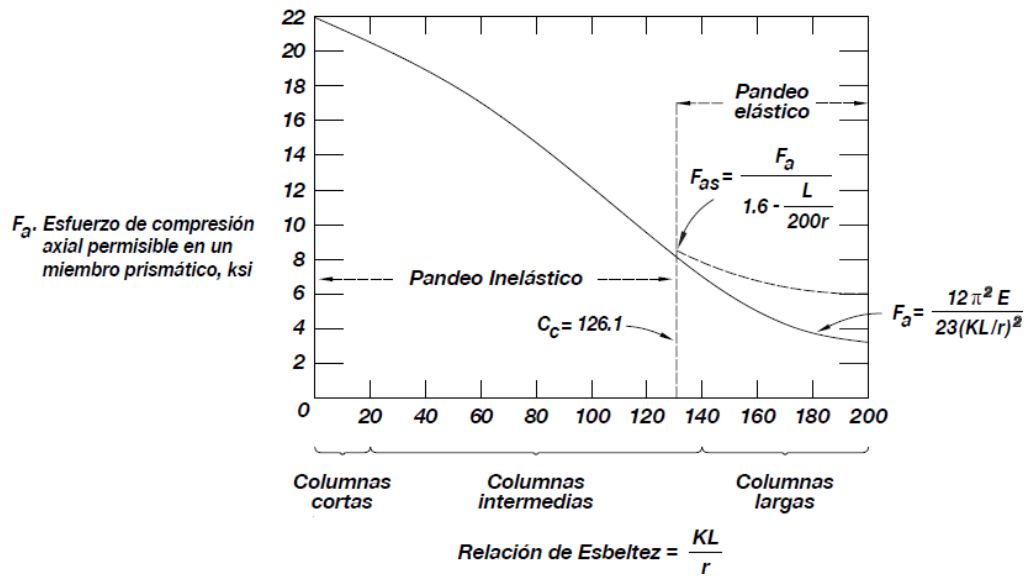


Figura 2.1: Esfuerzo de compresión axial permisible para acero A-36, en función del tipo de columna.<sup>24</sup>

### 2.3.1.- Tipos de columnas y su relación de esbeltez.

La aplicación de cargas y los inevitables defectos geométricos, no se incluyen de manera explícita en el diseño, más bien se toman en cuenta en los factores de seguridad asociados a ellas.<sup>25</sup> Existen 3 tipos:

- **Columnas cortas.**

Resisten la fuerza que ocasiona su plastificación completa. Su capacidad de carga no es afectada por ninguna forma de inestabilidad, la resistencia máxima depende solamente del área total, de sus secciones transversales y del esfuerzo de fluencia del acero. Su falla es por aplastamiento.

- **Columnas intermedias.**

Son las más comunes en estructuras y su falla es por inestabilidad inelástica, pero su rigidez es suficiente para posponer la iniciación del fenómeno hasta que parte del material está plastificado. Su resistencia depende tanto de la rigidez del miembro, esfuerzo de fluencia, forma y dimensiones de sus secciones transversales y distribución de los esfuerzos residuales.

<sup>24</sup>AHMSA, *Manual de diseño para la construcción con acero*, 2013, Página Web, [http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual\\_Construccion\\_2013/Capitulo\\_2d.pdf](http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_2d.pdf)







<sup>25</sup>AHMSA, *Manual de diseño para la construcción con acero*. Art. Cit.

- **Columnas largas.**

Las columnas largas se pandean en el intervalo elástico; el fenómeno inicia bajo esfuerzos menores que el límite de proporcionalidad, y la carga crítica es menor que la fuerza. Si la columna es demasiado larga, la carga crítica de pandeo puede ser una fracción reducida de la fuerza que ocasionaría su plastificación total.

En la Tabla 2.3, se muestra algunos valores para diferentes apoyos y condiciones que se encuentran las columnas.

Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna

|  |   |   |   |   |   |   |
|--|---|---|---|---|---|---|
|  | (a)   | (b)   | (c)   | (d)   | (e)   | (f)   |
| Valor $K$ teórico  | 0.5   | 0.7   | 1.0   | 1.0   | 2.0   | 2.0   |
| Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales | 0.65  | 0.80  | 1.2   | 1.0   | 2.10  | 2.0   |
| Símbolos para las condiciones de extremo   |  |  |  |  |  |  |
|  | Rotación y traslación impedidos   | Rotación libre y traslación impedida  | Rotación impedida y traslación libre  | Rotación y traslación libres  |   |   |

Fuente: *Load and Resistance Factor Design Specification for Structural Steel Buildings*, sep. 1, 1986 (Chicago: AISC, 1986); páginas 6-151 en el manual LRFD.

Tabla 2.3. Longitudes efectivas de Columnas.<sup>26</sup>

### 2.3.2.- El factor de seguridad.

Si se tiene que evitar una falla estructural, las cargas que una estructura es capaz de soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en servicio. La resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida. La relación de la resistencia real entre la resistencia requerida se llama “factor de seguridad( $n$ )”

<sup>26</sup>McCORMAC, Jack C., *Diseño de Estructuras de Acero Método LRFD*, Alfaomega, 2da Edición, México, 2002, p.141.

$$n = \frac{P}{R}$$

Ecuación 2.6

Dónde:

$n$ : Factor de seguridad.

$P$ : Resistencia real.

$R$ : Resistencia requerida.

## 2.4.- CONEXIONES DE PERFILES.

Una estructura convencional está compuesta de miembros unidos entre sí por medio de las siguientes conexiones:

### 2.4.1.- Uniones remachadas.<sup>27</sup>

Los remaches son elementos de sección transversal circular manufacturados con acero dúctil. Tienen una cabeza en cada extremo. Se puede instalar en caliente o en frío; en el segundo caso se requiere la aplicación de grandes presiones para formar la cabeza. Este proceso en frío se emplea generalmente para remaches de diámetros pequeños. En la Figura 2.2, se puede apreciar esquemáticamente el proceso.

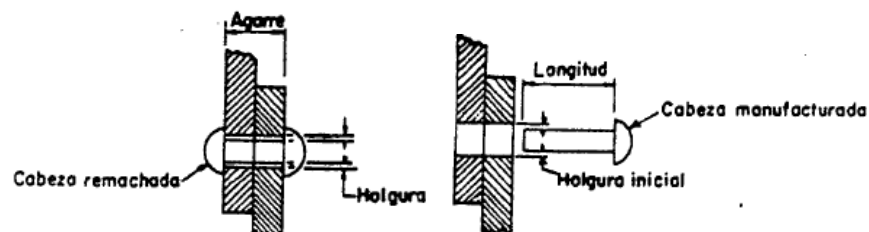


Figura 2.2: Proceso de Remachado.

### 2.4.2.- Uniones empernadas.

Un perno es un sujetador con cabeza y vástago recto roscado, pensado para utilizarse con una tuerca, a fin de mantener unido un conjunto. Una de las aplicaciones principales de los pernos y tuercas es sujetar las piezas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas colocan los pernos a tensión. Es práctica común precarga la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su resistencia de prueba. Ver Figura 2.3.

<sup>27</sup>MÉNDEZ, José y SUASNAVAS, William, Tesis, *Diseño Y Construcción De Un Horno Eléctrico Para El Secado De Los Bobinados De Motores De Hasta 10 Hp*. 2012, p. 16.

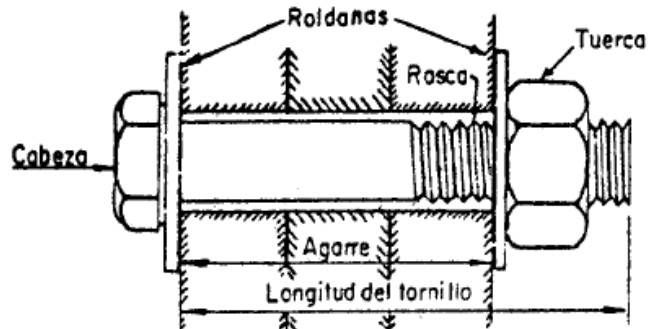


Figura 2.3: Unión emperrada.

### 2.4.3.- Uniones Soldadas.

La soldadura es un proceso de unión de dos metales de idéntica o parecida composición por la acción del calor, en la cual las piezas a soldar se funden, directamente o mediante la aportación de otro metal también de idéntica o parecida composición que al enfriarse, se convierte en una unión fija.

#### 2.4.3.1 Diseño de la soldadura.

Las soldaduras de filete o ranura (Ver Figura 2.4) se emplean comúnmente para las conexiones de acero.

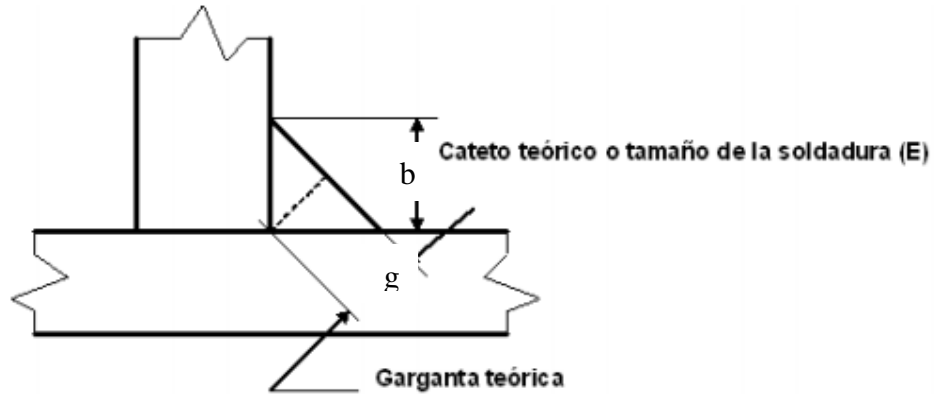


Figura 2.4: Denominación del cordón de soldadura tipo filete.

El área efectiva de la soldadura ( $A_e$ ), se calcula como:

$$A_e = L_s \times g \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Dónde:

$L_s$ : Longitud del cordón de soldadura.

$g$ : Garganta de soldadura.

La garganta se calcula con:

$$g = \text{sen } 45^\circ \times b \quad \text{Ecuación 2.8}$$

La longitud efectiva del cordón de soldadura ( $L_e$ ), se determina con:

$$L_e = L_s - 2g \quad \text{Ecuación 2.9}$$

La carga aplicada no debe ser mayor al esfuerzo admisible:

$$F_s = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Dónde:

$F_s$ : Esfuerzo de la soldadura.

$P$ : Carga aplicada en la soldadura.

$A$ : Área efectiva de la soldadura.

#### 2.4.3.2 Espesor mínimo de garganta efectiva.<sup>28</sup>

La garganta efectiva de una soldadura es la menor distancia entre la raíz del filete y la cara del mismo considerando un esquema de unión a 90°.

En la Tabla 2.4, se muestra los espesores de garganta efectiva típicos.

| Espesor de material de la parte unida más delgada, mm | Espesor mínimo de garganta efectiva, mm |
|---|---|
| Hasta 6 inclusive                                     | 3                                       |
| Entre 6 y 13  | 5                                       |
| Entre 13 y 19   | 6                                       |
| Entre 19 y 38   | 8                                       |
| Entre 38 y 57   | 10                                      |
| Entre 57 y 150  | 13                                      |
| Mayor que 150   | 16                                      |

[a] Para surco de bisel curvo

**Tabla 2.4.** Espesor Mínimo de Garganta Efectiva

#### 2.4.3.3 Compatibilidad del material de aporte.

Las características del material base y las propiedades deseadas para la junta, determina el electrodo necesario. Cuando las propiedades del electrodo son equivalentes a las propiedades del material base, se dice que es trata de un electrodo compatible.

<sup>28</sup> Manual AISC español 2005, Publicado en el 2009, página web, <http://www.construccionenacero.com/noticias/Documents/Especificaciones%20AISC%202005/Especificaciones%20AISC%202005%20con%20impresion%20alta%20calidad.pdf>

En la Tabla 2.5, se detalla la compatibilidad de varios tipos de material base y material de aporte.

| Grupo    | Metal base              |                 |                    | Niveles compatibles de metal de soldadura |   |
|----------|-------------------------|-----------------|--------------------|---|---|
|          | Especificación de acero |                 | S <sub>y</sub> MPa | S <sub>u</sub> MPa (Mínimo)               | Especificación del electrodo.   |
| I        | ASTMA 36                |                 | 250                | 400-550                                   | SMAW-AWSA5.1:E60XX,E70XX  |
|          | ASTMA 53                | Grado B         | 240                | 415                                       | SMAW-AWS A5.5:E70XX-X   |
|          | ASTMA 500               | Grado A         | 228                | 310                                       | SAW-AWSA5.17:F6XX-EXXX<br>F7XX-EXXX<br>SAW-AWSA5.3:F7XX-EXX-XX                    |
|          |                         | Grado B         | 290                | 400                                       |   |
|          | ASTMA 501               |                 | 250                | 400                                       | GMAW -AWSA5.8:ER70S-X   |
|          | ASTMA570                | Grado 40        | 275                | 380                                       | FCAW-AWSA5.0:E6XT-X,E7XT-X<br>FCAW-AWSA5.9:E7XTX-XX                               |
|          |                         | Grado 45        | 310                | 415                                       |   |
|          |                         | Grado 50        | 345                | 450                                       |   |
| ASTMA709 | Grado 36                | 250             | 400-550            |   |   |
| II       | ASTMA572                | Grado 42        | 290                | 415                                       | SMAW-AWSA5.1:E7015, E7016, E7018, E7028<br>SMAW-AWSA5.5:E7015-X, E7016-X, E7018-X |
|          |                         | Grado 50        | 345                | 450                                       | SAW-AWSA5.17:F7XX-EXXX<br>SAW-AWSA5.23:F7XX-EXX-XX                                |
|          | ASTMA606                |                 | 310-340            | 450                                       | GMAW -AWSA5.18:ER70S-X  |
|          |                         | Grado 45        | 310                | 410                                       |   |
|          |                         | Grado 50        | 345                | 450                                       |   |
|          | ASTMA607                | Grado 55        | 380                | 480                                       |   |
|          |                         | Grado I, II,III | 315-345            | 450                                       | FCAW-AWSA5.20:E7XT-X<br>FCAW-AWSA5.29:E7XTX-X                                     |
|          | ASTMA709                | Grado 50        | 345                | 450                                       |   |
| Grado50W |                         | 345             | 485                |   |   |
| III      | ASTMA572                | Grado 60        | 415                | 515                                       | SMAW-AWSA5.5:E8015-X, E8016-X, E8018-X  |
|          |                         | Grado 65        | 450                | 550                                       | SAW-AWSA5.23:F8XX-EXX-XX  |

**Tabla 2.5.** Compatibilidad del material de aporte con metal base.<sup>29</sup>

En la Tabla 2.6, se enlistan las fórmulas especificadas por el código AISC, para calcular los esfuerzos admisibles para varias condiciones de carga, así como también, los factores de seguridad (*n*).

| Tipo de carga     | Tipo de soldadura  | Esfuerzo permisible        | n*        |
|-------------------|--------------------|----------------------------|-----------|
| Tensión           | A tope             | 0.60 S <sub>y</sub>        | 1.67      |
| Aplastamiento     | A tope             | 0.90 S <sub>y</sub>        | 1.11      |
| Flexión           | A tope             | 0.60 – 0.66 S <sub>y</sub> | 1.52–1.67 |
| Compresión simple | A tope             | 0.60 S <sub>y</sub>        | 1.67      |
| Cortante          | A tope o de filete | 0.40 S <sub>y</sub>        | 1.44      |

**Tabla 2.6.** Esfuerzos permitidos del código AISC para metal de soldadura.<sup>30</sup>

<sup>29</sup> NORMA TÉCNICA E.090, ESTRUCTURAS METÁLICAS, Publicado por: Miguel Rgb, 2010, p. 108. Página Web: <http://es.scribd.com/doc/36912873/E090-METALICAS>



## 2.5.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.

### 2.5.1.- Velocidad de rotación de ejes en el proceso de rotomoldeo.

La velocidad se refiere a las revoluciones por minuto (rpm) que nos da el eje principal y secundario. Los efectos de fuerza centrífuga empiezan a ser obvios a velocidades de rotación mayores de las 12 r.p.m.

La relación de rotación y la velocidad de rotación son dos variables importantes en rotomoldeo que tienen efecto significativo, tanto en la calidad como en la eficiencia del proceso de rotomoldeo, una muy cuidadosa atención a estos dos detalles ayudara a optimizar el proceso. (Ver Tabla 2.7).

### 2.5.2.- Relación entre rotaciones de ejes en el proceso de rotomoldeo.

Se refiere a la relación entre la velocidad de rotación del eje principal y la diferencia de velocidad de rotación entre el eje secundario y el eje principal. Por lo tanto, la relación de rotación se determina como sigue:

$$RR = \frac{VRP}{VRS - VRP} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Dónde:

*RR*: Relación de Rotación.

*VRP*: Velocidad de Rotación del eje principal.[rpm]

*VRS*: Velocidad de Rotación del eje menor. [rpm]

**Por ejemplo:**

*Velocidad de rotación del eje principal* = 5 rpm

*Velocidad de rotación del eje secundario* = 10rpm

$$\text{Relación rotación} = \frac{5rpm}{(10rpm - 5rpm)}$$

$$\text{Relación rotación} = \frac{1}{1}$$

---

<sup>30</sup> MONOGRAFIAS.COM, Publicado por: Santiago Cardona Munera, 11 de Agosto 2002, Elementos de máquinas II, Página Web: <http://www.monografias.com/trabajos14/elementosmaquinas/elementosmaquinas.shtml>

Por lo tanto, la relación de rotación es de 1, lo que quiere decir, que el eje secundario gira una vez por cada rotación del eje principal lo cual no es una relación recomendada.

Conforme la velocidad del eje principal se acerca a la velocidad del eje secundario, la relación aumenta. Por ejemplo:

*Velocidad de rotación del eje principal = 8 rpm*

*Velocidad de rotación del eje secundario = 10rpm*

$$\text{Relación rotación} = \frac{8rpm}{(10rpm - 8rpm)}$$

$$\text{Relación rotación} = \frac{4}{1}$$

La relación de rotación ideal se determinará por:

- El tamaño de la parte moldeada.
- La forma de la parte moldeada.
- El número de cavidades montadas en el marco.
- Si se usa brazo recto o en escuadra tipo offset.

En las máquinas para rotomoldeo hay tres parámetros fundamentales: capacidad de calentamiento, tiempo promedio por ciclo y la velocidad de rotación del molde (generalmente no mayor de 60 rpm).<sup>31</sup>

En la Tabla 2.7, se muestra las relaciones de rotación y velocidad para formas típicas utilizadas en el rotomoldeo.<sup>32</sup>

---

<sup>31</sup>Tecnología 1 Productos, publicado 2011, UNIDAD 4. – PLÁSTICOS, Página Web. Página 43  
<http://es.scribd.com/doc/59527906/46/Rotomoldeo>

<sup>32</sup> Obtenido de la Tesis, DISEÑO DE MOLDES PARA EL PROCESO DE ROTOMOLDEO DE MATERIALES PLÁSTICOS, autor, MAX FRANCISCO MANRIQUE JEREZ, Guatemala, 2003, Página Web: [http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08\\_0384\\_M.pdf](http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0384_M.pdf)

| Relación de rotación |               | FORMAS   | Velocidad de rotación (rpm) |                |
|----------------------|---------------|--|-----------------------------|----------------|
| Eje secundario       | Eje principal |  | Eje principal               | Eje secundario |
| 8:1                  |               | Formas largas (montado horizontal) Tubos rectos montados.                          | 8                           | 9              |
| 5:1                  |               | Ciertos ductos de descongelado.  | 5                           | 6              |
| 4.5:1                |               | Pelotas y globos esféricos.  | 8                           | 9.75           |
| 4:1                  |               | Cubos, pelotas, formas complejas. Cajas rectangulares. Soportes de patas dobladas. | 8                           | 10             |
| 2:1                  |               | Anillos, llantas, pelotas. Rectángulos con dos o más lados delgados.               | 6                           | 9              |
|                      |               | Marcos de cuadros, maniqués, formas redondas y planas.                             | 8                           | 12             |
|                      |               | Soportes de patas rectas.<br>Cojines de colisión de autos montados verticalmente   | 10                          | 15             |
| 1:2                  |               | Partes que tienen paredes laterales delgadas.                                      | 5                           | 15             |
|                      |               |  | 7                           | 21             |
| 1:3                  |               | Rectángulos planos (tanques de gas, maletas, cubiertas de contenedores)            | 6                           | 26             |
| 1:4                  |               | Llantas, ductos curvos de aire, ángulos de tubos, rectángulos planos.              | 4                           | 20             |
|                      |               | Pelotas con lados delgados, cilindros montados verticalmente.                      | 5                           | 25             |
|                      |               |  | 6                           | 30             |
| 1:5                  |               | Cilindros montados verticalmente.  | 4                           | 24             |

**Tabla 2.7.** Velocidad y relación de rotación en el rotomoldeo.

## 2.6.- DISEÑO DE ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS.

### 2.6.1.- Introducción.

Los engranajes cónicos tienen como finalidad la transmisión del movimiento entre ejes que se cruzan formando un ángulo determinado. Los dientes pueden ser forjados, fresados o generados, considerándose solo a estos últimos como exactos.

Los engranajes cónicos se tratan de troncos de cono con dientes tallados en su superficie lateral. Los dientes pueden ser rectos o curvos (hipoides), siendo estos últimos utilizados en sistemas de transmisión para automóviles, son mucho más suaves que el dentado recto, con un nivel de vibraciones y ruidos mucho menor.

### 2.6.2.- Principio de funcionamiento.

El fundamento de estos engranajes se halla en los conos de fricción. Por esto los dos conos de revolución serán tangentes entre sí, y tendrán una generatriz común, por lo tanto cada rueda puede engranar solamente con el piñón que ha sido calculado. (Ver Figura 2.5).

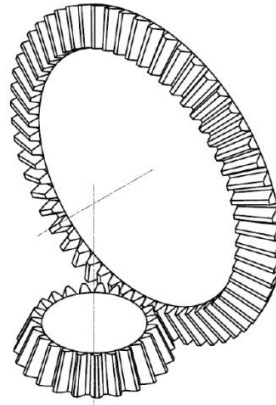


Figura 2.5: Engranaje cónico de dientes rectos.

La rueda de menor tamaño recibe el nombre de *piñón*, mientras que la mayor se denomina *rueda* o *corona*.

### 2.6.3.- Tipos de engranajes cónicos.

Existen distintos tipos de engranajes cónicos en función de la forma de los dientes. Los más empleados son:

- **Engranajes cónicos dientes rectos.**

*“Efectúan la transmisión de movimiento de ejes que se cortan en un mismo plano, generalmente en ángulo recto, por medio de superficies cónicas dentadas”.*<sup>33</sup> Los dientes convergen en el punto de intersección de los ejes. Son utilizados para efectuar reducción de velocidad con ejes en  $90^\circ$ . Estos engranajes generan más ruido que los engranajes cónicos helicoidales, se utilizan en transmisiones lentas y a grandes torques (Ver Figura 2.6).

---

<sup>33</sup> ITESCAM, *Conceptos Básicos y Nomenclatura de Engranajes Rectos*, México, 2013. Página Web: [www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r14062.DOC](http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r14062.DOC)

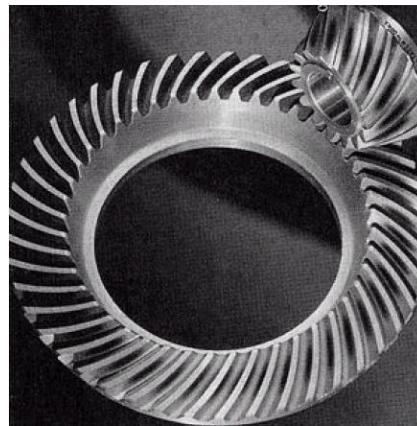


**Figura 2.6:** Engranaje cónico dientes rectos.

Por lo general, tales engranes se emplean cuando el nivel de ruido no es una consideración importante. Están disponibles en muchos tamaños comerciales y su costo de producción es menor que otros engranes cónicos.

- **Engranajes cónicos dientes helicoidales.**

Se utilizan para reducir la velocidad en un eje de  $90^\circ$ . La diferencia con el cónico recto es que posee una mayor superficie de contacto. Es de un funcionamiento relativamente silencioso. Además pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. Se utilizan en las transmisiones posteriores de camiones y automóviles de la actualidad (Ver Figura 2.7).



**Figura 2.7:** Engranaje cónico dientes helicoidales.

- **Engranajes cónicos hipoidales.**

Se diferencian en que el piñón de ataque está descentrado con respecto al eje de la corona, esto permite que los engranajes sean más resistentes, además ayuda a reducir el ruido del funcionamiento. Se utilizan en máquinas industriales y embarcaciones, donde es necesario que los ejes no estén al mismo nivel por cuestiones de espacio (Ver Figura 2.8).

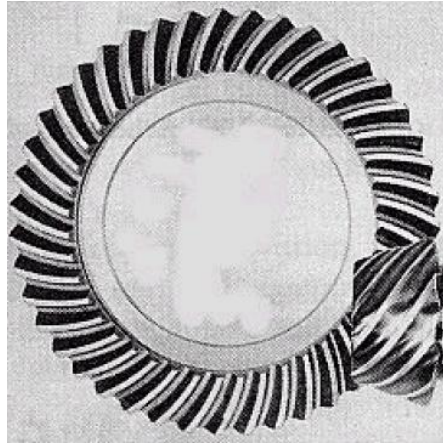


Figura 2.8: Engranaje cónico hipóide.

#### 2.6.4.- Terminología y definiciones.

En la Figura 2.9, se ilustra la terminología de los dientes de los engranes:

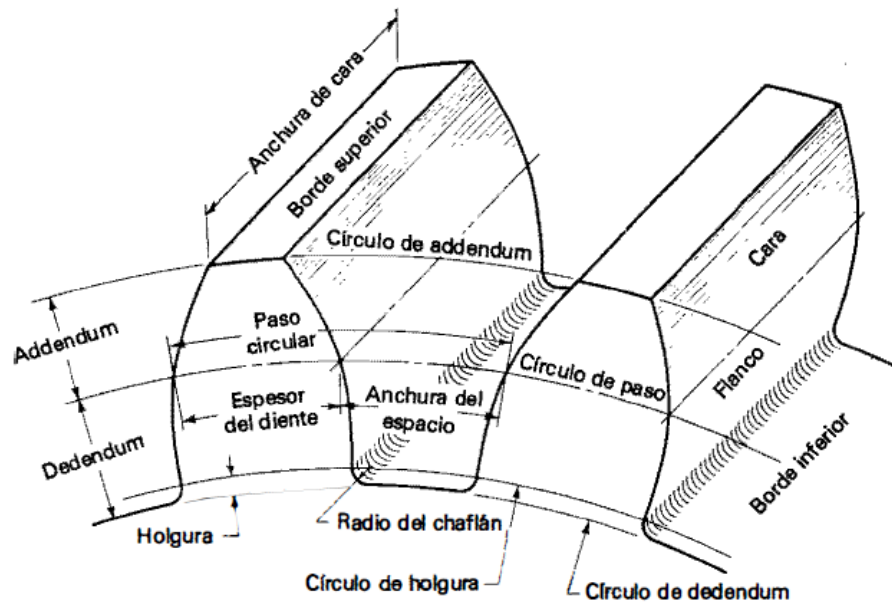


Figura 2.9: Terminología de los dientes del engranaje.

El *paso circular* ( $p$ ): es la longitud del arco del círculo de paso correspondiente a un diente ya su intervalo o hueco entre dos dientes consecutivos. Esta longitud medida sobre la circunferencia base daría el paso base.

El *círculo de paso* o *diámetro primitivo*: es un círculo teórico sobre el que generalmente se basan todos los cálculos. Los círculos de paso de un par de engranes acoplados son tangentes entre sí.

El *paso diametral* ( $P$ ): es el número de dientes en el engrane por pulgada de diámetro de paso. Las unidades del paso diametral son el recíproco de pulgadas.

Nótese que en realidad no se puede medir el paso diametral sobre el engrane propiamente dicho.

El **módulo** ( $m$ ): es la razón del diámetro de paso y el número de dientes. La unidad de longitud acostumbrada es el milímetro. El **módulo** es un parámetro, junto con el número de dientes, esencial para la construcción de un engranaje.

La **cabeza** o **addendum** ( $a$ ): es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.

La **raíz** o **dedendum** ( $b$ ): es la distancia radial que va del borde inferior hasta el círculo de paso.

El **espesor del diente** ( $e$ ): es la anchura de la parte dentada de una rueda medida sobre su diámetro primitivo.

La **longitud del diente** o **anchura de cara** ( $L$ ): es medida entre las dos caras paralelas de la rueda.

El **flanco** es la porción de superficie comprendida entre los cilindros exterior e interior.

La **altura total** ( $h_t$ ): es la suma del addendum y el dedendum.

El **ángulo de presión** ( $\alpha$ ): es el ángulo formado por el radio de la circunferencia primitiva que pasa por el punto donde el perfil corta a la circunferencia primitiva y la tangente al perfil en dicho punto (Ver Figura 2.10). Por lo general se toma un ángulo de presión de  $20^\circ$ .

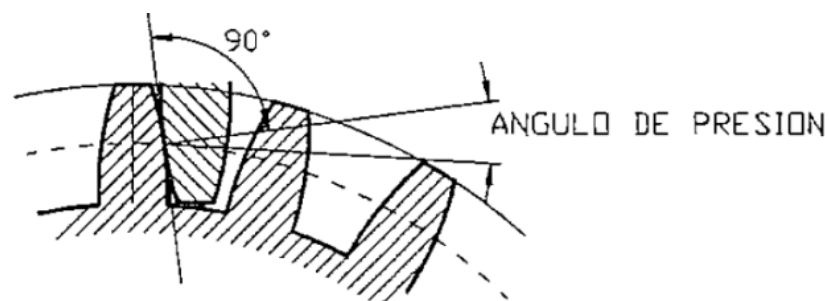


Figura 2.10: Ángulo de presión.

Los *ángulos primitivos* se encuentran relacionados con el número de dientes de la siguiente manera:

$$\tan \varphi_1 = \frac{N_P}{N_G} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{N_G}{N_P} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde los subíndices P y G designan al piñón y rueda, respectivamente;  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  son, también respectivamente, los ángulos de paso del piñón y de la rueda. (Ver Figura 2.11).

$N_P$ ,  $N_G$ : números de dientes del piñón y la rueda respectivamente.

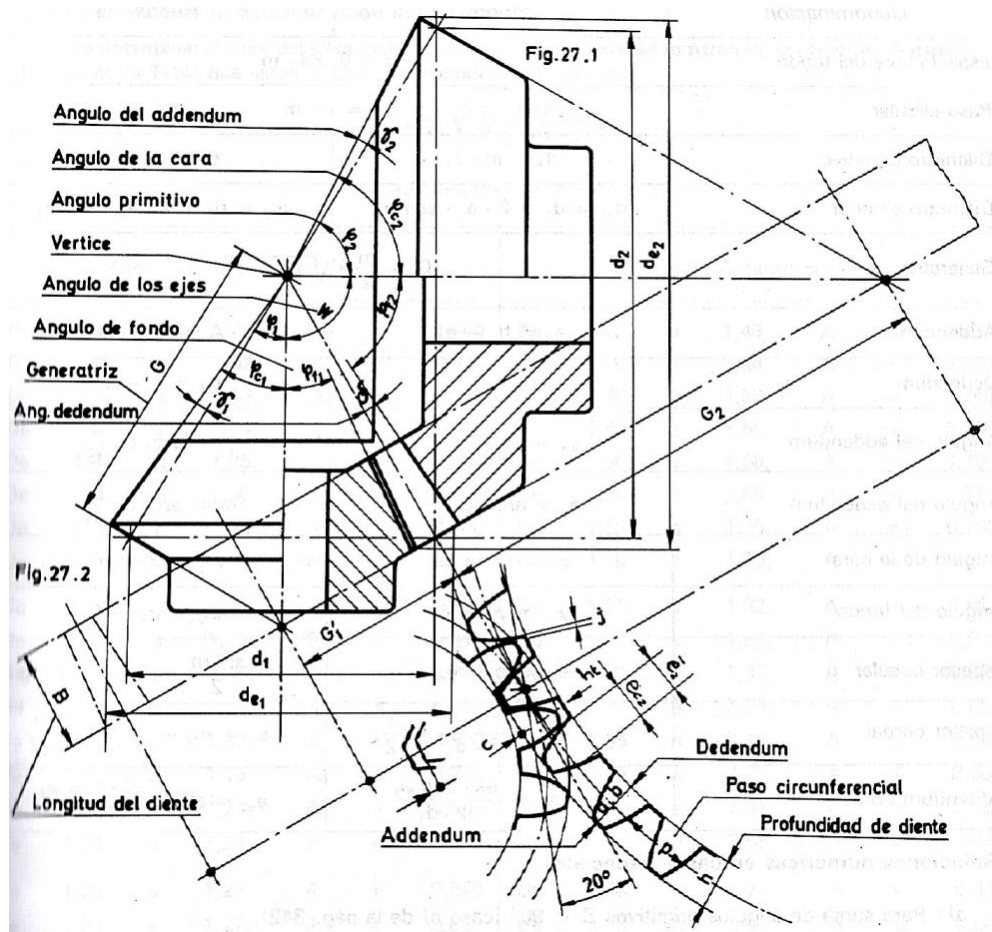


Figura 2.11: Terminología de los engranes cónicos.<sup>34</sup>

<sup>34</sup> LARBURU, N., Máquinas Prontuario, técnicas máquinas herramientas, 13ava Edición, Thomson, Madrid, España, 2002, p. 342.



En la Tabla 2.8, se detalla las ecuaciones para determinar las características de los engranajes cónicos de dientes rectos.

| <i>Denominación</i>     | <i>Piñón</i>                                 | <i>Rueda</i>                               |
|-------------------------|--|--|
| Ángulo de presión       | $\alpha = 20^\circ$                          |  |
| Ángulo entre ejes       | $\Sigma = 90^\circ$                          |  |
| Ángulo Primitivo        | $\varphi_1 = \tan^{-1} \frac{Z_1}{Z_2}$      | $\varphi_2 = \tan^{-1} \frac{Z_2}{Z_1}$    |
| Número de dientes       | $Z_1 = \frac{d_1}{m}$                        | $Z_2 = \frac{d_2}{m}$                      |
| Módulo                  | $m = \frac{d_1}{Z_1}$                        | $m = \frac{d_2}{Z_2}$                      |
| Longitud del diente     | $B \geq \frac{G}{3}$                         |  |
| Profundidad del diente  | $h = 2,188 \cdot m$                          |  |
| Profundidad del trabajo | $h_t = 2 \cdot m$                            |  |
| Juego entre dientes     | j (Ver Anexo 1)                              |  |
| Espacio libre del fondo | $c = 0,188 \cdot m$                          |  |
| Paso circular           | $p = \pi \cdot m$                            |  |
| Diámetro primitivo      | $d_1 = m \cdot Z_1$                          | $d_2 = m \cdot Z_2$                        |
| Diámetro exterior       | $d_{e1} = d_1 + 2a_1 \cdot \cos \varphi_1$   | $d_{e2} = d_2 + 2a_2 \cdot \cos \varphi_2$ |
| Generatriz              | $G = \frac{m}{2} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$ |  |
| Addendum                | $a_1 = h_t - a_2$                            | $a_2 = m \cdot A$ (Para A, Anexo B.1)      |
| Dedendum                | $b_1 = h - a_1$                              | $b_2 = h - a_2$                            |

**Tabla 2.8.** Denominaciones y Relaciones del Dentado.<sup>35</sup>

Los engranes cónicos de dientes rectos estándar se cortan utilizando un ángulo de presión de 20°, addendum y dedendum desiguales y dientes de altura completa. Esto aumenta la razón de contacto, evita el rebaje e incrementa la resistencia del piñón.

### 2.6.5.- Análisis de fuerzas.

Al determinar las cargas sobre el eje y los cojinetes en el caso de aplicaciones de engranes cónicos, la práctica usual es utilizar la carga tangencial o a transmitir.

$$W_t = \frac{T}{r_{med}} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

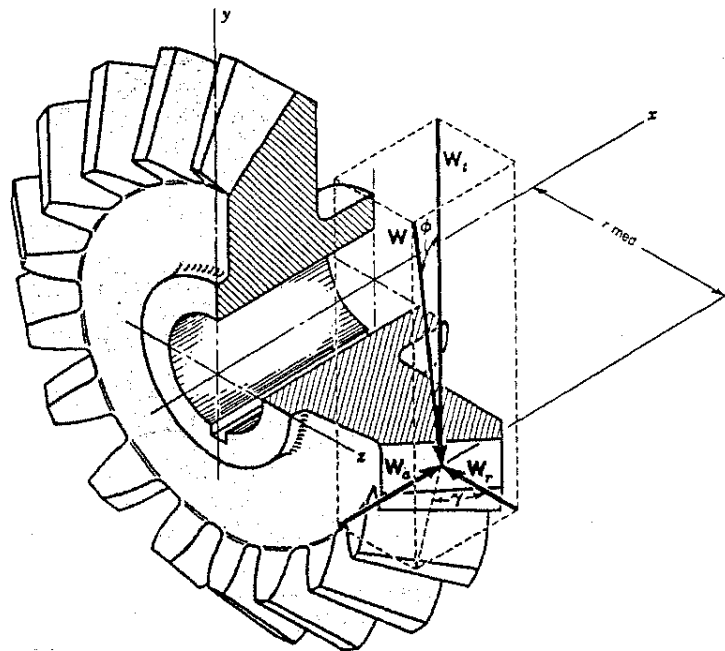
<sup>35</sup> LARBURU, N., Máquinas Prontuario, técnicas máquinas herramientas, 13ava Edición, Thomson, Madrid, España, 2002, p. 343.

Dónde,  $T$  es el par de torsión y  $r_{med}$  es el radio de paso del engrane considerado en el punto medio del diente.

Las fuerzas que actúan en el centro del diente se indican en la Figura 2.12. La fuerza resultante  $W$  tiene tres componentes, una fuerza tangencial  $W_t$  una fuerza radial  $W_r$  y una fuerza axial  $W_a$ .

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sen \gamma \quad \text{Ecuación 2.16}$$



**Figura 2.12:** Fuerzas entre dientes de engranes cónicos.

Las tres fuerzas  $W_t$ ,  $W_r$  y  $W_a$  son perpendiculares entre sí y pueden utilizarse para determinar las cargas en los apoyos utilizando los métodos de la estática.

### 2.6.6.- Materiales para engranajes.

Los materiales más utilizados en la fabricación de engranajes son los aceros, generalmente endurecidos con un tratamiento térmico de cementado, debido a las necesidades de dureza superficial y tenacidad de los dientes.

Cuando los diámetros de las ruedas dentadas son grandes, se fabrican en fundición gris, debido a que es económica, ahorra tiempo de mecanizado y posee buena dureza superficial. En ambientes corrosivos es común la utilización de materiales como los bronce, los polímeros y los aceros inoxidable ejemplo de ellos se visualizan en la Figura 2.13.



**Figura 2.13:** Materiales utilizados en engranajes.

En la Tabla 2.9, se muestra algunos aceros utilizados para la fabricación de engranajes, así como también sus respectivas normas y aplicaciones.

| UNE    | AISI | DIN       | EN     | Estado      | HB         | HRc      | Sy           | Sut          | APLICACIONES  |
|--------|------|-----------|--------|-------------|------------|----------|--------------|--------------|---|
| F 1110 | 1015 | Ck 15     | 1.1141 | Normalizado | 110<br>170 |          | 215<br>225   | 380<br>500   | Ruedas con poca responsabilidad, alta tenacidad y gran soldabilidad                           |
|        |      |           |        | Cementado   | 250<br>430 | 25<br>45 | 550<br>720   | 700<br>1000  | Dientes muy tenaces y con buena dureza superficial.   |
| F 1140 | 1045 | Ck 45     | 1.1101 | Normalizado | 175<br>255 |          | 280<br>300   | 550<br>750   | Ruedas con responsabilidad media, de dientes tenaces.   |
|        |      |           |        | Temple+rev  | 450<br>610 | 43<br>60 | 1050<br>1400 | 1250<br>1800 | Ruedas y piñones con buena dureza superficial y tenacidad baja.                               |
| F 1250 | 4135 | 35CrMo4   | 1.7220 | Normalizado | 225        |          | 755          | 1020         | Piñones tallados sobre el mismo eje.  |
|        |      |           |        | Temple+rev  | 230<br>600 | 46<br>57 | 1200<br>1500 | 1400<br>1700 |   |
| F 1270 |      | 32NiCrMo4 | 1.6743 | Normalizado | 380        |          | 1150         | 1300         | Piñones de alta responsabilidad.  |
|        |      |           |        | Temple+rev  | 450<br>550 | 43<br>55 | 1300<br>1500 | 1450<br>1650 |   |
| F 1540 | 3415 | 14NiCr10  | 1.5732 | Cementado   | 250<br>450 | 25<br>45 | 650          | 1100         | Ruedas con responsabilidad alta, de dientes tenaces y resistentes a la fatiga superficiales.  |
| F 1560 |      | 14NiCr10  | 1.6723 | Cementado   | 250<br>450 | 25<br>45 | 850          | 1200         | Piñones con responsabilidad alta, de dientes tenaces y resistentes a la fatiga superficiales. |

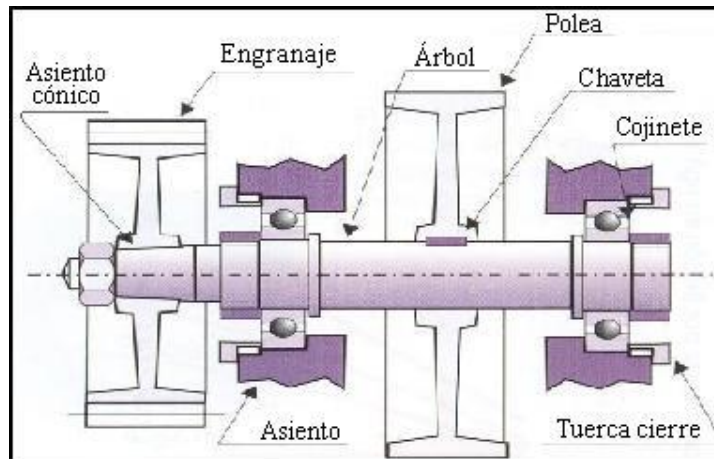
**Tabla 2.9.** Aceros para engranajes.

## 2.7.- DISEÑO DE EJES.

### 2.7.1.- Introducción.

El diseño de ejes consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez, resistencia y que sean satisfactorias cuando el eje transmita potencia en diferentes condiciones de carga y operación. Pueden estar sometidos a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión.<sup>36</sup> (Ver Figura 2.14).

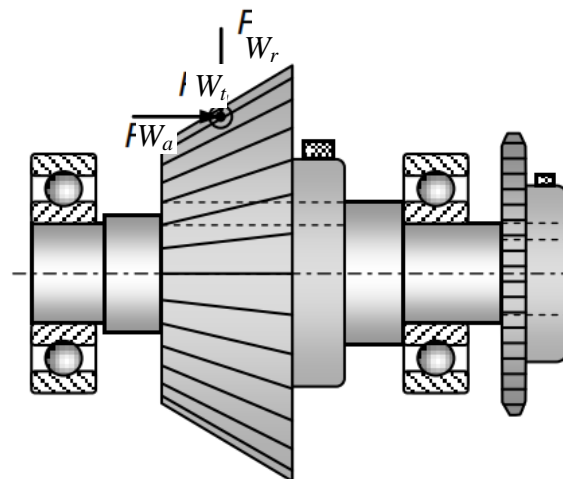
<sup>36</sup> SHIGLEY E. Joseph, MITCHELL Larry D., *Diseño de Ingeniería Mecánica*, 3ra. Edición, McGraw-Hill, México, 1985, p. 728- 729.



**Figura 2.14:** Eje de transmisión de movimiento.

### 2.7.2.- Esfuerzos en los ejes.

Los elementos de transmisión de potencia como las ruedas dentadas, poleas y las catarinas transmiten fuerzas radiales, axiales y tangenciales. Debido a estos tipos de cargas, en el eje se producen generalmente esfuerzos por flexión, torsión, carga axial y cortante. La Figura 2.15, muestra un eje en el cual, está montado un engranaje cónico y una catarina, también se muestran las fuerzas que se producen sobre el engranaje.



**Figura 2.15:** Fuerzas aplicadas en un engranaje cónico.

Las fuerzas; radial ( $W_r$ ), axial ( $W_a$ ) y tangencial ( $W_t$ ), actúan sobre el piñón cónico produciendo, respectivamente:

- 1.- Flexión y cortadura ( $W_r$ ).
- 2.- Carga axial (tensión o compresión) y flexión ( $W_a$ ).
- 3.- Flexión, torsión y cortadura ( $W_t$ ).

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometido a cargas combinadas de flexión y de torsión, son:

Para ejes macizos.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Dónde:

$\sigma_x$ : Esfuerzo de flexión.

$\tau_{xy}$ : Esfuerzo de torsión.

$d$ : Diámetro del eje.

$M$ : Momento flexionante en la sección crítica.

$T$ : Momento torsionante en la sección crítica.

Las componentes  $M_{xy}$  y  $M_{xz}$  son perpendiculares entre sí, por lo que el momento resultante se obtiene utilizando el teorema de Pitágoras.

$$M_R = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

### 2.7.3.- Teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática

La falla de un eje, sometido a cualquier combinación de cargas es alcanzada cuando el esfuerzo cortante máximo en un punto cualquiera del eje se hace mayor o igual al esfuerzo de corte máximo de falla, determinado por una prueba de tensión o compresión del mismo material. “Se emplea únicamente para predecir la **fluencia** y, por lo tanto, se aplica sólo a los materiales **dúctiles**”.<sup>37</sup>

En consecuencia, la teoría del esfuerzo cortante máximo predice que la falla se producirá siempre que;

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Dónde:

---

<sup>37</sup>SHIGLEY E. Joseph, MITCHELL Larry D., *Diseño de Ingeniería Mecánica*, 3ra. Edición, McGraw-Hill, México, 1985, p. 247

$\tau_{m\acute{a}x}$ : Esfuerzo Cortante Máximo.

$S_y$ : Resistencia a la Fluencia.

Mediante el círculo de Mohr para el esfuerzo cortante máximo se tiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 2.21}$$

Reemplazando  $\sigma_x$  y  $\tau_{xy}$ , en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{Ecuación 2.22}$$

Para propósitos de diseño, se puede emplear un factor de seguridad ( $n$ ), en la ecuación de la teoría del esfuerzo cortante máximo, teniendo como resultado le siguiente ecuación:

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Por lo tanto, la ecuación para el cálculo del diámetro del eje, se tiene que:

$$d = \left[ \left( \frac{32n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 2.24}^{38}$$

Se usará  $n = 2$  en diseños tpicos de ejes, donde hay una confianza promedio en los datos de resistencia del material y de las cargas. <sup>39</sup>

#### 2.7.4.- Materiales para ejes.

La mayor parte de los ejes de máquinas se fabrican a partir de un acero al bajo o medio carbono, ya sea rolado en frío o en caliente, aunque también cuando se requiera de una superior resistencia, se aplican aceros de aleación.

“Con el fin de minimizar las deflexiones en los ejes (sin aumentar excesivamente su peso), se utilizan en su diseño y fabricación, materiales con elevado módulo de elasticidad”. <sup>40</sup>

<sup>38</sup>SHIGLEY E. Joseph, MITCHELL Larry D., *Diseño de Ingeniería Mecánica*, 3ra. Edición, McGraw-Hill, México, 1985, p. 730

<sup>39</sup>MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edición, Pearson Educación, México, 2006, p. 546.

<sup>40</sup>MARÍN Juan M., *Apuntes de Diseño de Máquinas*, 2da. Edición, Imprenta Gamma, España, 2008.

Los **Aceros para trabajo en Caliente** están diseñados para trabajar en condiciones de temperatura elevada, considerando como aquellas que superan los 200°C (392°F). Los aceros para trabajo en caliente deben ser altamente resistentes a la formación de grietas térmicas, para así poder retardar lo máximo posible, la aparición de grietas térmicas reticulares en la superficie de los mismos, formadas como consecuencia de los continuos cambios de temperatura a los que son sometidas las mismas.

Las propiedades características de un acero para trabajo en caliente son:

- Resistencia al desgaste a altas temperaturas.
- Resistencia al segundo revenido.
- Conservación de la tenacidad a altas temperaturas.
- Alta resistencia al choque térmico, cambio de temperatura (formación de grietas).

En la Tabla 2.10, se muestran algunos de los aceros para trabajo en caliente, así como también sus aplicaciones.

|                  | Aleación % |      |      |      |      |       | Normas |         | Descripción  |
|------------------|------------|------|------|------|------|-------|--------|---------|--|
|                  | C          | Si   | Cr   | Mo   | V    | Otros | AISI   | DIN     | Aplicaciones   |
| W 302<br>ISOBLOC | 0.39       | 1.10 | 5.20 | 1.40 | 0.95 | -     | H 13   | 1.2344  | Acero para trabajos en caliente, de gran resistencia al desgaste en caliente, buena tenacidad y alta resistencia a la formación de grietas por choque térmico. Refrigerable con agua. Htas. de fundición a presión y para extrusión en caliente. Punzones, matrices, htas. de forja  |
| W 303<br>ISOBLOC | 0.38       | 0.40 | 5.00 | 2.80 | 0.65 | -     | -      | 1.2367  | Acero para trabajos en caliente, de excelente resistencia en caliente y gran resistencia a la formación de grietas por choque térmico, apto para la transformación tanto de aleaciones ligeras como pesadas. Refrigerable con agua. Igual espectro de aplicación que la calidad W302. Htas. de forja de alto rendimiento. Tuercas, bulones, tornillos.   |
| W 360<br>ISOBLOC | 0.50       | 0.20 | 4.50 | 3.00 | 0.55 | -     | -      | -       | Acero para trabajos en caliente de excelente resistencia en caliente y alta tenacidad, apto para forja en semi – caliente y transformación de aleaciones pesadas. Enfriable en agua. Igual espectro de aplicaciones que la calidad W302. Apto para herramientas de corte y conformación en frío que requieran elevada tenacidad a altos valores de dureza.                                       |
| W 400<br>VMR     | 0.36       | 0.20 | 5.00 | 1.30 | 0.45 | -     | -      | ~1.2343 | Acero para trabajos en caliente de óptimo grado de pureza, obtenido por fusión en vacío, de máxima tenacidad y elevada resistencia en caliente. Resiste la formación de grietas, refrigerable con agua y utilizado en la transformación de aleaciones ligeras. Htas. De fundición a presión, para extrusión en caliente; Punzones y matrices para inyección de plástico, htas. de forja.         |
| W 403<br>VMR     | 0.38       | 0.20 | 5.00 | 2.80 | 0.65 | -     | -      | ~1.2367 | Acero para trabajos en caliente de óptimo grado de pureza, obtenido por fusión y refusión en vacío, de alta tenacidad y máxima resistencia al desgaste en caliente. Resiste la formación de grietas, refrigerable con agua y utilizado preferentemente en la transformación de aleaciones ligeras. Htas. de fundición a presión y para extrusión en caliente. Htas. de forja de alto rendimiento |

**Tabla 2.10.** Datos Técnicos Bühler Aceros Especiales.<sup>41</sup>

<sup>41</sup> ACEROS BÜHLER., Catálogo 2009, Página Web:  
<http://www.acerosboehler.com.ar/english/780.php>

## 2.8.- ELEMENTOS PARA TRANSMISIÓN DE PAR DE TORSIÓN.

Los ejes sirven para transmitir un par de torsión de un engranaje o polea de entrada, a un engranaje o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión.

También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranajes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

### 2.8.1.- Chavetas.

Una chaveta es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional. La chaveta es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje. (Ver Figura 2.16).

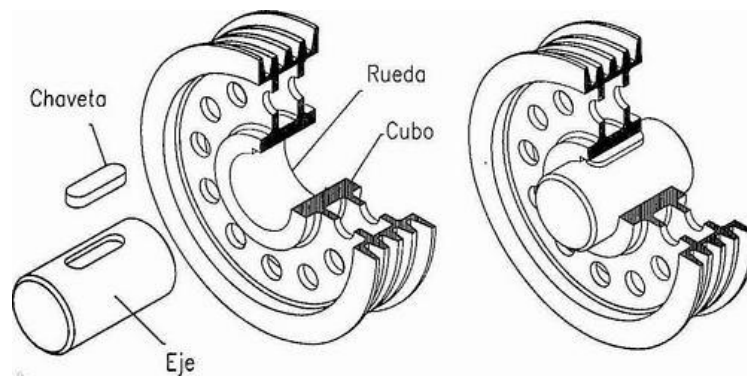


Figura 2.16: Ilustración de una chaveta cuadrada.<sup>42</sup>

En general, la designación de una chaveta incluye los siguientes datos, indicados por este orden: tipo de chaveta, anchura (b), altura (h), longitud (L) y norma que la define (Ver Figura 2.17).

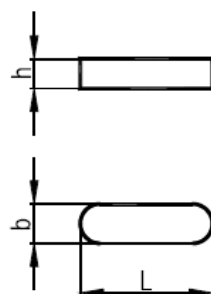


Figura 2.17: Designación de una chaveta.

<sup>42</sup> EHU.ES, Chavetas Longitudinales, Página Web: [http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema16\\_01.htm](http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema16_01.htm)

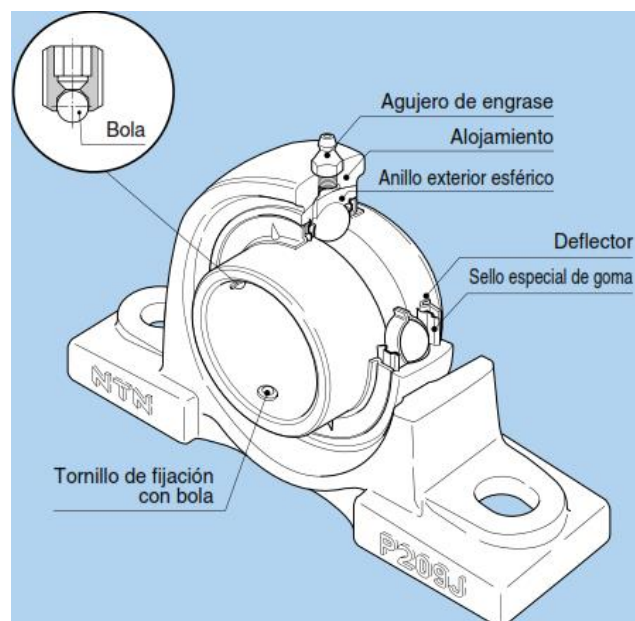


Por ejemplo: designación de una chaveta de caras paralelas de anchura  $b=12$  mm., altura  $h=8$  mm y longitud  $L=40$  mm.

*Chaveta de caras paralelas 12x8x40 DIN6885.*

### 2.8.2.- Chumaceras.

Las chumaceras son unidades compuestas de un rodamiento de bolas insertado en varios tipos de alojamientos. El alojamiento puede ser apernado a la estructura de la maquinaria y el anillo interior, puede ser montado sobre los ejes fácilmente por medio de tornillos de fijación.<sup>43</sup> (Ver Figura 2.18).

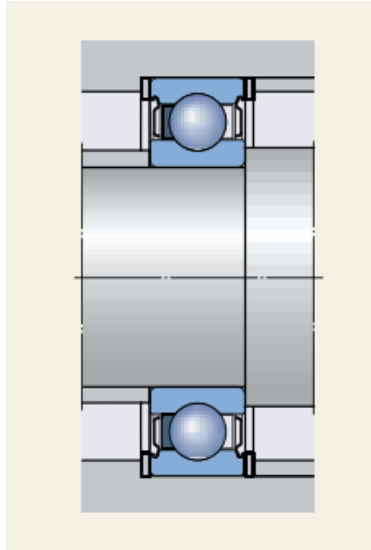


**Figura 2.18:** Chumacera lubricada.

### 2.8.3.- Rodamientos.

Los rodamientos son elementos mecánicos que aseguran un enlace móvil entre dos elementos de un mecanismo como se muestra en la Figura 2.19, uno que se encuentra en rotación con respecto a otro; siendo su función principal el de permitir la rotación relativa de dichos elementos bajo carga, con precisión y con un rozamiento mínimo.

<sup>43</sup> Catálogo NTN Rodamientos de Bolas y de Rodillos, CAT. NO. 2202-&/S, p. A-11. Página Web: <http://es.scribd.com/doc/58232379/CATALOGO-DE-CHUMACERAS-NTN-ESPANOL>



**Figura 2.19:** Fijación del rodamiento con el eje.

Algunas de las ventajas del empleo de los rodamientos son:

- Menor fricción en los procesos transitorios (especialmente en el arranque).
- Poseen capacidad para soportar cargas combinadas radiales y axiales.
- Exigen menor espacio axial.

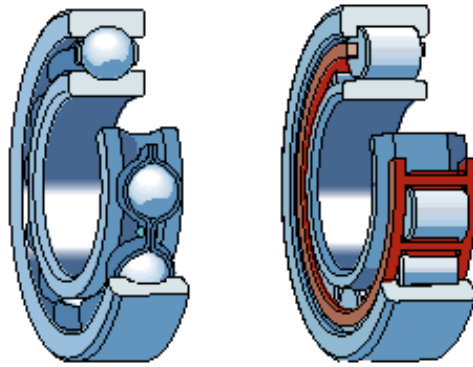
La lubricación es más sencilla y pueden trabajar a mayores temperaturas sin requerir mantenimiento riguroso.

### **2.8.3.1 Rodamientos de bolas vs rodamientos de rodillos.**

Los rodamientos de bolas son de diseño sencillo, no desmontable, adecuados para alta velocidad de funcionamiento y requieren poca atención en servicio. Son los más utilizados cuando las cargas son ligeras o moderadas.

Para altas cargas y ejes de gran diámetro, la elección más adecuada son los rodamientos de rodillos, estos pueden soportar cargas radiales elevadas, aceleraciones rápidas y altas velocidades.

Se puede visualizar los rodamiento de bolas y el de rodillos mediante la Figura 2.20.



**Figura 2.20.** Rodamientos de bolas (izq.) y rodamientos de rodillos (der.).

### 2.8.3.2 Selección del tamaño del rodamiento.

El tamaño del rodamiento se deberá seleccionar en base a su capacidad de carga estática  $C_o$  y no en base a la vida del rodamiento.

La capacidad de carga estática requerida  $C_o$  se puede calcular según:

$$C_o = S_o P_o \quad \text{Ecuación 2.25}$$

Dónde:

$C_o$ : Capacidad de carga estática, kN

$P_o$ : Carga estática equivalente, kN

$S_o$ : Factor de seguridad estática.

En la Tabla 2.11, se ofrecen valores orientativos basados en la experiencia para el factor de seguridad estática  $S_o$ , para los rodamientos de bolas y de rodillos en varias aplicaciones que requieren un funcionamiento suave.

| Tipo de funcionamiento                  | Rodamientos giratorios  |                         |                      |                         |                      |                         | Rodamientos estacionarios |                         |
|---|---|-------------------------|----------------------|-------------------------|----------------------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|
|   | Requisitos relativos al funcionamiento silencioso sin importancia |                         | normales             |                         | alto                 |                         | Rodamientos de bolas      | Rodamientos de rodillos |
|   | Rodamientos de bolas  | Rodamientos de rodillos | Rodamientos de bolas | Rodamientos de rodillos | Rodamientos de bolas | Rodamientos de rodillos | Rodamientos de bolas      | Rodamientos de rodillos |
| Suave, sin vibración                    | 0,5   | 1                       | 1                    | 1,5                     | 2                    | 3                       | 0,4                       | 0,8                     |
| Normal                                  | 0,5   | 1                       | 1                    | 1,5                     | 2                    | 3,5                     | 0,5                       | 1                       |
| Cargas de choque notables <sup>1)</sup> | $\geq 1,5$  | $\geq 2,5$              | $\geq 1,5$           | $\geq 3$                | $\geq 2$             | $\geq 4$                | $\geq 1$                  | $\geq 2$                |

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula se recomienda utilizar  $s_o \geq 4$ , para los rodamientos de rodillos cónicos sin jaula (rodamientos de tornillos)  $s_o \geq 2,5$ , y para los rodamientos de rodillos cónicos y cilíndricos con jaulas de acero con pasadores  $s_o \geq 2$

<sup>1)</sup> Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deberán utilizarse valores de  $s_o$  por lo menos iguales a los mencionados más arriba. Si la magnitud de las cargas de choque se conoce con exactitud, se pueden aplicar valores de  $s_o$  menores

**Tabla 2.11.** Valores orientativos para el factor de seguridad estática.

### 2.8.3.3 Carga estática equivalente.

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Se obtiene con la siguiente ecuación general.

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Donde

$P_o$ : Carga estática equivalente, kN.

$F_r$ : Carga radial real del rodamiento (Ver Figura 2.21), kN.

$F_a$ : Carga axial real del rodamiento (Ver Figura 2.21), kN.

$X_o$ : Factor de carga radial del rodamiento.

$Y_o$ : Factor de carga axial del rodamiento.

Al calcular  $P_o$ , se deberá utilizar la carga máxima permisible así como sus componentes radiales y axiales (Figura 2.21).

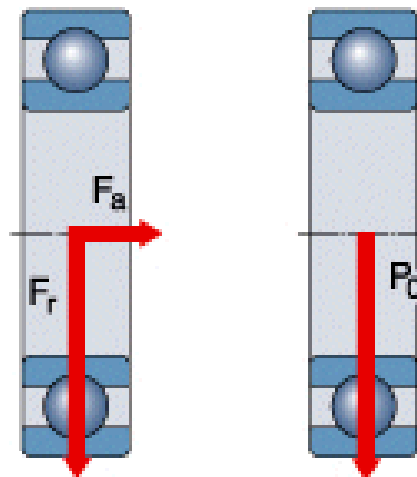


Figura 2.21: Componentes Radial y Axial.

La información y los datos necesarios para calcular la carga estática equivalente de un rodamiento se pueden encontrar en la Tabla 2.12.

| Tipos de cojinete de bolas            | $X_1$ | $Y_1$ | $X_2$ | $Y_2$ |
|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| De contacto radial                    | 1     | 0     | 0.5   | 1.4   |
| De contacto angular con ángulo suave  | 1     | 1.25  | 0.45  | 1.2   |
| De contacto angular con ángulo fuerte | 1     | 0.75  | 0.4   | 0.75  |
| Con doble fila y dúplex (DB oDF)      | 1     | 0.75  | 0.63  | 1.25  |

Tabla 2.12. Factores de Carga Radial Equivalente.

#### 2.8.4.- Catarinas y Cadenas.

Están constituidas por cadenas de eslabones articulados que se adaptan a ruedas dentadas (conocidas como catarinas), que se encargan de transferir un movimiento de rotación entre dos ejes paralelos. (Ver Figura 2.22).

Es aplicable cuando las distancias entre los centros de los ejes conductor y conducido es demasiado corta para usar correas y demasiado largas para utilizar engranajes.

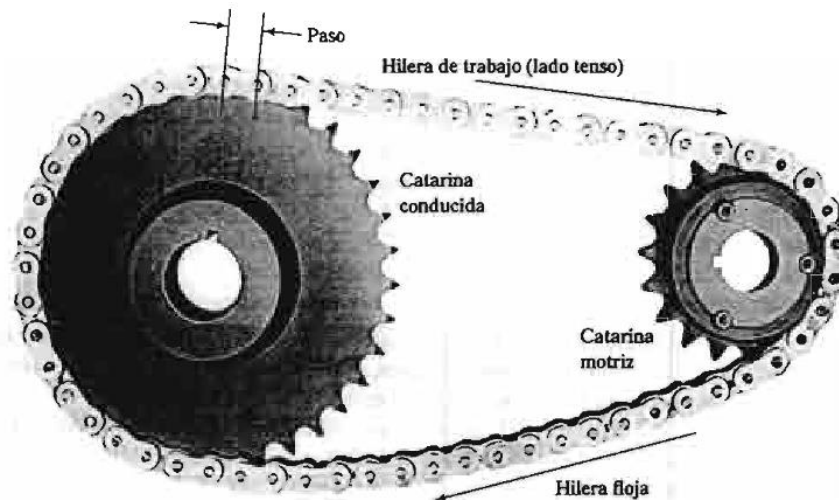


Figura 2.22: Transmisión por cadena de rodillos<sup>44</sup>

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante de velocidad, puesto que no hay resbalamiento o estirado; larga vida o duración y la capacidad para impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.<sup>45</sup> Las cadenas están construidas en acero de cementación o de bonificación.

#### 2.8.5.- Cadenas de rodillos.

Las cadenas de rodillos sirven para transmitir la potencia a ruedas catarinas que giran en el mismo plano, además tienen una eficiencia elevada. No necesita de una tensión inicial ya que las cargas generadas sobre los ejes son pequeñas con respecto a las que se genera mediante banda. El único mantenimiento que se requiere es una buena lubricación, y si esta es adecuada se puede asegurar una vida larga.

<sup>44</sup> MOTT, Robert, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Op. Cit., p. 283.

<sup>45</sup> SHIGLEY, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Op. Cit., p. 815.

Las partes que conforma una cadena se visualizan en la Figura 2.23.

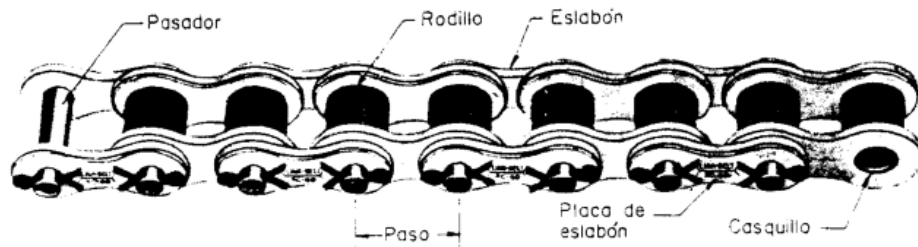


Figura 2.23: Cadena de Rodillos. (Cortesía de Link-Belt Co., Chicago.)<sup>46</sup>

### 2.8.6.- Catarinas.

Las cadenas en la transmisión de potencia, conducen y son conducidos por ruedas dentadas denominadas “ruedas catarinas”. Las ruedas dentadas de esta clase se presentan principalmente en cuatro tipos de estándares (Ver Figura 2.24): El tipo A no tiene cubo, el tipo B tiene cubo de un lado, el tipo C presenta cubo de ambos lados y el tipo D posee un cubo desmontable

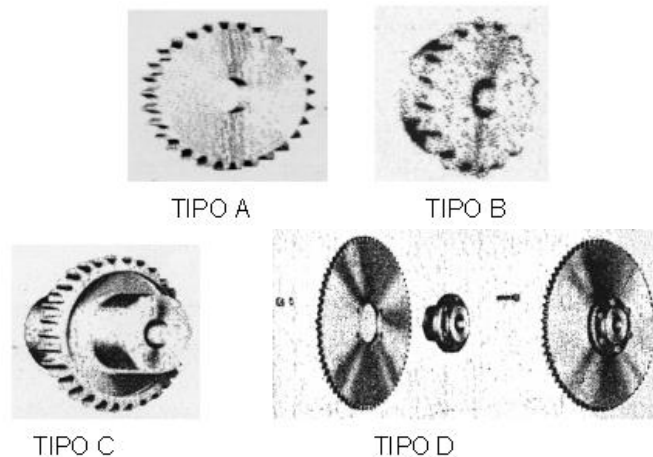


Figura 2.24: Tipos de Catarinas.

### 2.8.7.- Selección de una transmisión mediante piñón-cadena.<sup>47</sup>

El procedimiento para la selección de cadenas de rodillos es la siguiente:

1. Determinar la relación de velocidades tentativa con:

$$R_v = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ecuación 2.27}$$

<sup>46</sup> FAIRES, Virgil M., *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta Edición, Barcelona, España, Montaner y Simon S.A., p.607.

<sup>47</sup> LOZANO, José, Tesis: *Diseño de elementos flexibles para la transmisión de potencia mecánica mediante el uso de la computadora*, Universidad Autónoma de Nuevo León, México, 2000, p. 115. página Web: [http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020146048/1020146048\\_01.pdf](http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020146048/1020146048_01.pdf)

Dónde:

$n_1$ : RPM de la catarina menor.

$n_2$ : RPM de la catarina mayor.

- Determinar la clasificación de la carga del equipo conducido y de acuerdo a su carga determinar el factor de servicio de la Tabla 2.13.

| Tipo de carga   | Tipo de impulsor    |                           |  |
|---|---------------------|---------------------------|--|
|   | Impulsor hidráulico | Motor eléctrico o turbina | Motor de combustión interna con transmisión mecánica |
| Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)  | 1.0                 | 1.0                       | 1.2  |
| Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)                   | 1.2                 | 1.3                       | 1.4  |
| Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos) | 1.4                 | 1.5                       | 1.7  |

**Tabla 2.13.** Factores de servicio para transmisiones por cadena.<sup>48</sup>

- Obtener la potencia de diseño de la ecuación:

$$P_d = P_{nominal} \times \text{Factor de servicio} \quad \text{Ecuación 2.28}$$

- Seleccionar la cadena (**Ver Anexo B.2**), tomando como base la potencia de diseño y la velocidad en rpm de la catarina menor.
- Determinar la cantidad de dientes de la catarina menor. (**Ver Anexo B.3**)
- Obtener la cantidad de dientes de la catarina mayor  $N_2$ , mediante:

$$N_2 = R_v \times N_1 \quad \text{Ecuación 2.29}$$

- Determinar los diámetros de la catarina menor y mayor con su respectivo número de dientes. Con la siguiente ecuación se calcula los diámetros de las dos catarinas motriz y conducida:<sup>49</sup>

<sup>48</sup> MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, Op. Cit., p. 290.

<sup>49</sup> BUDYNAS, Richar y NISBETT, Keith, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8va edición, Mc Graw Hill, México, p. 815.

$$D_{cat} = \frac{p}{\sin(180/N)} \quad \text{Ecuación 2.30}$$

Dónde:

$D_{cat}$ : Diámetro de la catarina.

$p$ : Paso de la cadena.

$N$ : Número de dientes de las catarinas.

## 2.9.- POTENCIA DEL MOTOR.

El par torsional está en función de la potencia y la velocidad angular, para el cálculo de la potencia a transmitir se obtiene la siguiente ecuación:

$$P_o = T \times \omega \quad \text{Ecuación 2.31}$$

En donde:

$P_o$ : Potencia a transmitir.[W]

$T$ : Torque máximo o par torsional.[N.m]

$\omega$ : Velocidad angular.[radianes/segundo]

Se sabe que la velocidad angular ( $\omega$ ), está dada por la siguiente ecuación:

$$\omega = n \frac{2\pi}{60} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

En donde:

$n$ : Número de revoluciones (R.P.M.).

Nota:  $2\pi$  y 60 aparecen debido a la conversión de unidades, revoluciones a radianes y minutos a segundos respectivamente.

Finalmente, tenemos la siguiente expresión al reemplazar la ecuación anterior en la ecuación siguiente:

$$P_o = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60} \quad \text{Ecuación 2.33}$$



### 2.9.1.- Cálculo de la potencia efectiva.

El cálculo realizado anteriormente, (potencia motriz necesaria), permite realizar la selección del motor que se va utilizar, por lo que se debe calcular la potencia efectiva de este motor, por la siguiente fórmula:

$$P_{efectiva} = P_0 \times \eta \quad \text{Ecuación 2.34}$$

Dónde:

$P_{efectiva}$ : Potencia efectiva.

$P_0$ : Potencia a transmitir.

$\eta$ : Eficiencia del motor, se considera una eficiencia conservadora de 0.90%.<sup>50</sup>

## 2.10.- TRANSFERENCIA DE CALOR.

Se abordará temas referentes a fundamentos, fórmulas, y cálculos de transferencia de calor, que se utilizará para el diseño del horno utilizado en el proceso de rotomoldeo.

### 2.10.1.- Calor.

El calor es energía interna en tránsito. Fluye de una parte de un sistema a otra, o de un sistema a otro, en virtud únicamente de una diferencia de temperatura.<sup>51</sup>

Este flujo siempre ocurre desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura, ocurriendo la transferencia de calor hasta que ambos cuerpos se encuentren en equilibrio térmico.

La energía puede ser transferida por diferentes mecanismos, entre los que cabe señalar, la conducción, la convección y la radiación, aunque en la mayoría de los procesos reales todos se encuentran presentes en mayor o menor grado.

La energía existe en varias formas. En este caso nos enfocamos en el calor, que es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura.

---

<sup>50</sup> ILLESCAS SÁNCHEZ, Darwin Geovany, *Obtenido de la Tesis, Diseño y construcción de una tamizadora de arenas para moldes de fundición*, publicado: 2011, página web: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/762/3/CAPITULO%202.pdf>

<sup>51</sup> ZEMANSKI. Mark W/DITTMAN. Richard H, *Calor y Termodinámica*, McGraw-Hill, MADRID, 1984, Sexta edición, p. 8.

### 2.10.2.- Calor específico.

El calor específico “Cp” es una magnitud física que se define como la cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa de una sustancia o sistema termodinámico para elevar su temperatura en una unidad (kelvin o grado Celsius).

El calor específico de un material depende de su temperatura; no obstante, en muchos procesos termodinámicos su variación es tan pequeña que puede considerarse que el calor específico es constante. Asimismo, también se diferencia del proceso que se lleve a cabo, distinguiéndose especialmente el "**Cp** calor específico a presión constante" (en un proceso isobárico) y "**Cv** calor específico a volumen constante (en un proceso isocórico).

### 2.10.3.- Capacidad calorífica.

La capacidad calorífica de una sustancia es una magnitud que indica la mayor o menor dificultad que presenta dicha sustancia para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor.

### 2.10.4.- Cantidad total de calor transferida.

Se puede considerar cuando:

- La variación de temperatura depende de la masa del cuerpo.
- La variación de temperatura depende de la sustancia.
- La cantidad de calor transferida es proporcional a la variación de temperatura

Esta expresada por:

$$Q_{max} = mCp(T_f - T_i)^{52} \quad \text{Ecuación 2.35}$$

Dónde:

$Q_{max}$ : Es la energía calorífica suministrada, que se expresa en julios;

$m$ : La masa, expresada en kilogramos;

$T_f$  y  $T_i$  son las temperaturas final e inicial, respectivamente, expresadas en °C o K

$Cp$ : La capacidad calorífica específica, que depende de la naturaleza del cuerpo.

---

<sup>52</sup> DARWIN-MILENIUM.COM, *Energía Térmica*, Página Web:  
<http://www.darwin-milenium.com/estudiante/Fisica/Temario/Tema6.htm>

## 2.11.- TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Los tipos de transferencia de calor se pueden producir al mismo tiempo y puede ser transmitido de tres formas distintas.

### 2.11.1.- Transferencia de calor por conducción.

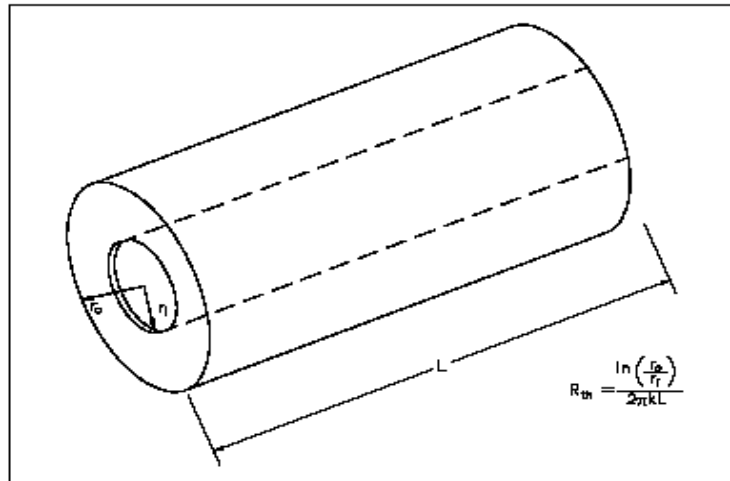


Figura 2.25: Cilindro calentado por conducción.<sup>53</sup>

Es la transferencia de calor desde una parte de un cuerpo a otra del mismo cuerpo, o bien, desde un cuerpo a otro que este en contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo.<sup>54</sup> (Ver figura 2.25)

$$Q = \frac{2K\pi L * (T_i - T_o)}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad \text{Ecuación 2.36}$$

Dónde:

Q : Razón de flujo de calor,  $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$  o W

T<sub>i</sub> : Temperatura de la superficie interior de la pared, °F o °C

T<sub>o</sub> : Temperatura de la superficie exterior de la pared, °F o °C

K : Conductividad térmica de la pared,  $\frac{\text{Btu}}{\text{h.pie}^\circ\text{F}}$  o  $\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

L : Longitud del cilindro, metros, pies, pulgadas

r<sub>o</sub> : Radio exterior del cilindro en metros, pies, pulgadas

r<sub>i</sub> : Radio interior del cilindro en metros, pies, pulgadas

<sup>53</sup>B.V.KARLEKAR, R.M.DESMOND, *Transferencia de Calor*, McGraw-Hill, México 1995, Segunda Edición. p. 45.

<sup>54</sup>PERRY. ROBERT H, *Manual del Ingeniero Químico*, Mc.Graw Hill, sexta edición tomo1, p, 7-10.

La transferencia de calor a través de un tubo cilíndrico se puede considerar estacionaria o unidimensional. En este caso, la temperatura depende solo de la dirección (la dirección radial  $r$ ), la temperatura es independiente del ángulo o de la distancia axial.

### 2.11.2.- Transferencia de calor por convección.

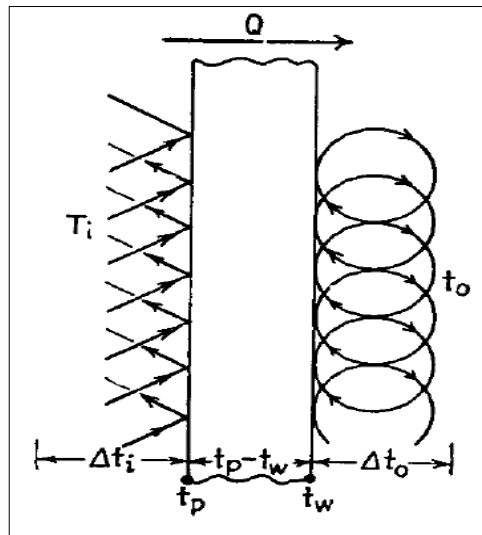


Figura 2.26: Cilindro calentado por convección.<sup>55</sup>

Convección es la transferencia de calor desde un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción del fluido con otra.<sup>56</sup> (Ver Figura 2.26)

Es un hecho bien conocido que una placa de metal caliente se enfría más rápidamente si se coloca frente a un ventilador que si se expone al aire quieto. Se dice que el calor es disipado por convección.

La convección es el término que se usa para describir la transferencia de calor desde una superficie a un fluido en movimiento. En contraposición con la conducción, la convección implica transporte de energía y de materia, por lo tanto, esta forma de transmisión de calor es posible solamente en los fluidos y es además característica de ellos.

Existen dos tipos de convección  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Conveccion libre o natural} \\ \text{Conveccion Forzada} \end{array} \right.$

<sup>55</sup>DONALD Q. KERN. "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR". McGraw-Hill. Trigésima primera edición. p. 44

<sup>56</sup>PERRY .ROBERT H, Manual del Ingeniero Químico, Mc. Graw Hill, sexta edición tomo1, p.10-7.

### 2.11.2.1 Convección natural.

La fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a fuerzas extrañas. El fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior.

Un ejemplo típico es la transmisión de calor al exterior desde la pared o el tejado de una casa en un día soleado sin viento.

### 2.11.2.2 Convección forzada.

Tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie que se encuentra a una temperatura mayor o menor que la del fluido. Esa fuerza motriz exterior puede ser un ventilador, una bomba, el viento, etc. Como la velocidad del fluido en la convección forzada es mayor que en la convección natural, se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura.

La influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo se cuantifica con el coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h$ ).

### 2.11.2.3 Coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $h$ ).

El valor del coeficiente de transferencia de calor depende de una variedad de factores, tales como; velocidad, densidad, viscosidad, conductividad térmica, calor específico del fluido, geometría de la superficie y presencia de fuerzas de flotamiento, etc. Dicha dependencia tan amplia, hace difícil llegar a una expresión analítica para el coeficiente de transferencia de calor.<sup>57</sup>

$$Q = h \times A(T_f - T_o) \quad \text{Ecuación 2.37}$$

Dónde:

$Q$  : Cantidad de flujo de calor  $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$  o  $W$

$h$  : Coeficiente convectivo de transferencia de calor  $\frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$  o  $\frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

$A$  : Área de la superficie para la transferencia de calor por convección  $\text{pie}^2, \text{m}^2$

---

<sup>57</sup>B.V.KARLEKAR/R.M.DESMOND, *Transferencia de calor*, Segunda Edición, Mc-Graw Hill, México, 1995. p. 463.

$T_s$  : Temperatura de la superficie solida, °F o °C

$T_f$  : Temperatura del fluido que se encuentra suficientemente lejos de la superficie solida, tal que no le afecta la temperatura de la superficie °F o °C

### **2.11.3.- Transferencia de calor por radiación.**

Es el intercambio de energía electromagnética entre una fuente caliente y un sumidero frío sin contacto físico. Aunque la transmisión de energía radiante es la forma común del calentamiento de la lámina de plástico en el termoformado, la radiación no se ha utilizado extensamente en moldeo rotacional. La razón principal de esto es que las formas complejas de los moldes y aparatos de montaje no son susceptibles al intercambio de energía uniforme.<sup>58</sup>

## **2.12.- HORNO PARA MOLDEO ROTACIONAL.**

El objetivo del horno es elevar la materia prima (Polietileno de Alta Densidad HDPE) a temperaturas donde las partículas de polvo se adhieren entre sí y posteriormente a la pared del molde. La temperatura dentro del horno está entre los 250°C y 400°C.

### **2.12.1.- Circulación de aire forzado.**

Es muy importante que el reparto del caudal del aire sea uniforme dentro del horno, lo que obliga a instalar los elementos adecuados en el mismo, evitando zonas muertas que den lugar a fugas de aire, ni excesiva densidad de la carga que impida el paso del aire por falta de presión adecuada en el ventilador.

La circulación de aire forzado hacia el horno se realizará parecida a la Figura 2.27, ya que la posición del ventilador centrífugo estará a un lado del horno.

---

<sup>58</sup> R.J. CRAWFORD, J.L. THRONE, *Rotational molding technology*, William Andrew, 2002. Pág.127

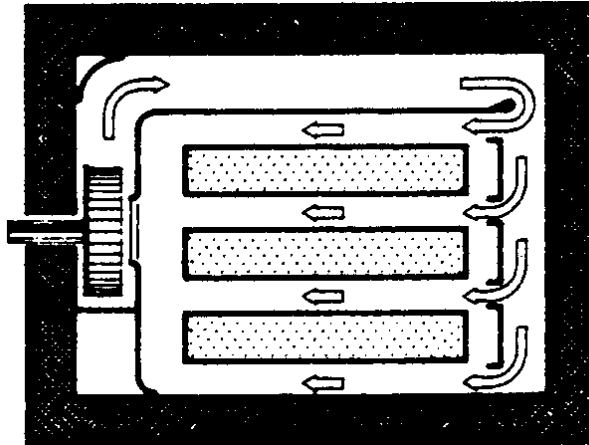


Figura 2.27: Convección horizontal a través de un ventilador centrífugo.

### 2.12.2.- Aislamiento térmico del horno.

El campo de los aislantes térmicos en hornos industriales es amplio. Aparentemente, su único objeto es aislar el interior de los hornos, pero a su vez este cumple un doble propósito:

- Reducir las pérdidas de calor.
- Conseguir condiciones ambientales en el exterior suficientemente aceptable.

Cada capa interna del aislante térmico debe ser capaz de soportar el ambiente dentro del horno tales como humo, aire en circulación, gases, etc.

Una de las propiedades más importantes de los aislantes, es la baja conductividad térmica y la capacidad de retener el calor.

#### 2.12.2.1 Lana mineral.

A partir del vidrio fundido, de rocas naturales fundidas y escorias metalúrgicas (con aditivos necesarios para rectificar su composición) se fabrican las fibras o lanas correspondientes. Las fibras así obtenidas, pueden tener, además de un alto contenido de sílice, una buena resistencia a la corrosión química y soportar temperaturas relativamente elevadas 1292°F (700 °C).

Las lanas minerales, cuyas cualidades han mejorado enormemente en los últimos años, constituyen hoy uno de los mejores productos de aislamiento para temperaturas relativamente elevadas. Además de sus propiedades térmicas, tienen la ventaja de su incombustibilidad y su capacidad de aislamiento sónico.

### 2.12.3.- CALENTAMIENTO DEL PLÁSTICO.

Una parte crítica del proceso de rotomoldeo es aumentar la temperatura del material plástico lo suficiente para que las partículas individuales del polvo se fundan en una parte homogénea.

De la misma manera el material plástico no debe calentarse a temperaturas que le degraden térmicamente. Es importante que todas las superficies internas de la cavidad del molde lleguen y se mantengan a la temperatura apropiada.

Una caída de temperatura en el horno de ciclo a ciclo puede aproximarse a una variación de  $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$  y puede tener un efecto significativo en la calidad de la parte moldeada.

Actualmente se emplea un horno de convección forzada calentado mediante combustión de gas propano, butano o gas natural. Para conseguir una buena circulación del aire en el interior del horno se emplean ventiladores y deflectores, de modo que se evita la aparición de zonas muertas.<sup>59</sup>

La temperatura y el tiempo requerido en el horno, se ve afectado por el tipo de molde que se está usando y el espesor de la pared de la parte que se está moldeando.

En la Tabla 2.14, se muestra tiempos y temperaturas promedios que pueden ser consideradas como punto de inicio.

| Material      | Temperatura (°F) | Temperatura (°C) | Tiempo (min) |
|---------------|------------------|------------------|--------------|
| Polietileno   | 550 a 700        | 288 a 371        | 10 a 25      |
| PVC           | 500 a 700        | 260 a 371        | 5 a 10       |
| Nylon 6       | 575 a 675        | 302 a 357        | 28           |
| Nylon 11      | 535 a 570        | 279 a 299        | 7 a 20       |
| Nylon 12      | 480 a 575        | 249 a 302        | 8 a 20       |
| Policarbonato | 600 a 750        | 315 a 399        | 10 a 20      |

**Tabla 2.14.** Temperatura y tiempo de horneado.

Se debe recordar que lo importante es la temperatura de la superficie interna de la cavidad del molde, por ser la que está en contacto con el plástico. Existe una diferencia entre temperatura de horno y temperatura de la cavidad, la temperatura de la cavidad rara vez alcanza la temperatura ambiente del horno.

<sup>59</sup> BELTRÁN M; MARCILLA A, 5ta edición, *Tecnología de Polímeros*, año 2012, España, Tema 7.



Calentar un molde de rotomoldeo en el horno, provoca que el material plástico y el aire en la cavidad se expandan, y viceversa; al enfriar el molde provoca que el plástico y el aire en la cavidad se contraigan.

### **2.13.- VENTILADORES.**

Los ventiladores son las máquinas más usadas para producir el movimiento del aire en la industria. Su funcionamiento se basa en la entrega de energía mecánica al aire a través de un rotor que gira a alta velocidad y que incrementa la energía cinética del fluido, que luego se transforma parcialmente en presión estática.<sup>60</sup>

Mientras más grande es la diferencia de la presión creada por el ventilador, más grande será el volumen de aire movido a través del sistema. Se dividen en dos grandes grupos:

#### **2.13.1.- Ventiladores axiales.**

En los ventiladores axiales, el movimiento del flujo a través del rotor, con álabes o aletas de distintas formas, se realiza conservando la dirección del eje de éste (ver Figura 2.28).

Se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos; como la resistencia al flujo es muy baja, se requiere generar una presión estática pequeña, del orden de 0.2 a 0.98 pulgadas de columna de agua (in WC).

Debido a esto, la principal aplicación de los ventiladores axiales se encuentra en el campo de la ventilación general y se los conoce con el nombre de extractores o inyectores de aire.

---

<sup>60</sup> UBA.AR, Capítulo 4. *Ventiladores*. Página web:  
[http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados\\_apuntes\\_CAPITULO\\_VENTILADORES](http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES)



**Figura 2.28:** Ventilador Tipo Axial.<sup>61</sup>

### **2.13.2.- Ventiladores centrífugos.**

En estos ventiladores el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, por la boca de aspiración, y la descarga se realiza tangencialmente al rotor, es decir que el aire cambia de dirección noventa grados ( $90^\circ$ ) (Ver Figura 2.29).

Este tipo de ventiladores desarrolla presiones mucho mayores que los ventiladores axiales, alcanzando presiones de hasta 59.06 pulgadas de columna de agua (in WC) y son los empleados, mayormente, en los sistemas de ventilación localizada.

El funcionamiento de los ventiladores centrífugos es a través de un rotor que posee una serie de paletas o álabes, de diversas formas y curvaturas, que giran aproximadamente entre 200 y 5000 rpm dentro de una caja o envoltura. La potencia y el rendimiento de un ventilador dependen en gran medida del diseño del rodete y de sus álabes.

---

<sup>61</sup> LOGISMARKET.COM.MX, Ventilador tipo axial. Página web:  
<http://www.logismarket.com.mx/ip/buffalo-forge-ventiladores-axiales-ventiladores-axiales-572055-FGR.jpg>



**Figura 2.29:** Ventilador Tipo Centrifugo.<sup>62</sup>

## **2.14.- MOLDES.<sup>63</sup>**

Los moldes son piezas clave en el proceso de rotomoldeo. Deben tener los siguientes requerimientos básicos:

- El material del que están fabricados debe tener una buena conductividad térmica para que el calor se transfiera o se elimine del plástico lo más rápidamente posible.
- Suficiente resistencia mecánica para permanecer sin torcerse durante los ciclos de calentamiento y enfriamiento a que deben ser sometidos.
- Las dos partes del molde deben disponer de un sistema de sellado que permita cerrarlo fuertemente y abrirlo con sencillez.
- Deben tener un respiradero que tiene la función de mantener la presión del interior del molde igual a la atmosférica. Esto es muy importante si se tiene en cuenta el gran volumen de aire que se aloja en el interior de los moldes y la gran variación de temperatura que se produce a lo largo del ciclo.

### **2.14.1.- Tipos de moldes.**

#### **2.14.1.1 Moldes de aluminio vaciado.**

Los moldes con cavidades de aluminio son los más usados en rotomoldeo cuando se busca alta calidad en las piezas a fabricar. Existen dos tipos de cavidades vaciadas:

---

<sup>62</sup> REPS.MX, *Ventilador Tipo Centrifugo*. Página Web: [http://www.reps.mx/images/thumbs/0000047\\_300.jpg](http://www.reps.mx/images/thumbs/0000047_300.jpg)

<sup>63</sup> BELTRÁN M; MARCILLA A, 5ta edición, *Tecnología de Polímeros*, año 2012, España, Tema 7.

- Cuidad vaciada en Yeso
- Cuidad Vaciada en Arena

Las cuidades vaciadas usando yeso son más caras, pero también de mejor calidad, estas proporcionan mejor repetitividad dimensional y detalles finos. Se pueden vaciar en espesores de pared tan delgados como 4.75 mm.

Las cuidades vaciadas usando arena son más económicas, pero los vaciados son más porosos. Los vaciados de arena tienen un espesor mínimo de pared de aproximadamente 6.35 mm.

Moldes grandes de aluminio vaciado se usan sólo cuando la complejidad y tolerancias dimensionales son importantes.

#### **2.14.1.2 Moldes de lámina soldada.**

Las cuidades fabricadas con lámina metálica son el segundo tipo de molde más común usado en rotomoldeo. Su mayor aplicación es en cuidades grandes de formas relativamente simples.

Las cuidades fabricadas se hacen doblando, estirando, cortando y soldando placas de hojas de metal. Los metales más comunes son aceros al carbón, aluminio y acero inoxidable, este proceso requiere mucha habilidad; se pueden lograr formas sorprendentes y complejas.

Una gran ventaja es la posibilidad de utilizar diferentes espesores y/o materiales en diferentes lugares de la cuidad. Los espesores para aceros al carbón e inoxidables generalmente fluctúa entre 1.3 y 3.6 mm, siendo el espesor más común el de 2.0 mm, el espesor de lámina para cuidades de aluminio varia de 2.0 a 6.4 mm.

#### **2.14.1.3 Moldes maquinados.**

Son el tipo de cuidades más caro, proporcionan el más alto nivel de pulido de superficies y pueden ser texturizados o grabados. La mayor desventaja es que son económicamente posibles únicamente para formas simples, a veces también es difícil maquinar la parte externa del molde para producir una pared delgada y uniforme de la cuidad.

## 2.15.- ESPEORES DE PARED DEL POLIETILENO.

El rotomoldeo proporciona la capacidad de aumentar y disminuir el espesor de pared. La forma ideal para especificar el espesor de pared en una parte rotomoldeada es especificar la pared nominal e indicar el espesor mínimo permisible de la pared que puede existir en cualquier segmento de la parte terminada.

Una tolerancia de  $\pm 10\%$  en el espesor de la pared es considerada una tolerancia de precisión. Una tolerancia de  $\pm 20\%$  sería una tolerancia comercial (Ver Figura 2.30).

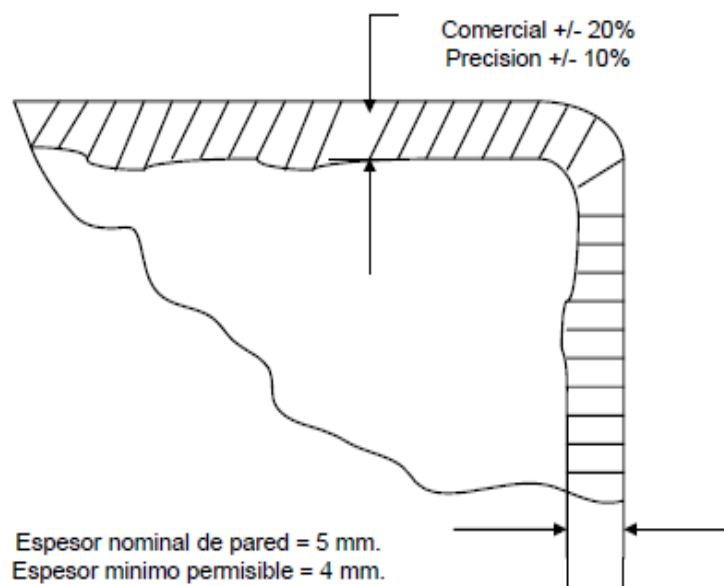
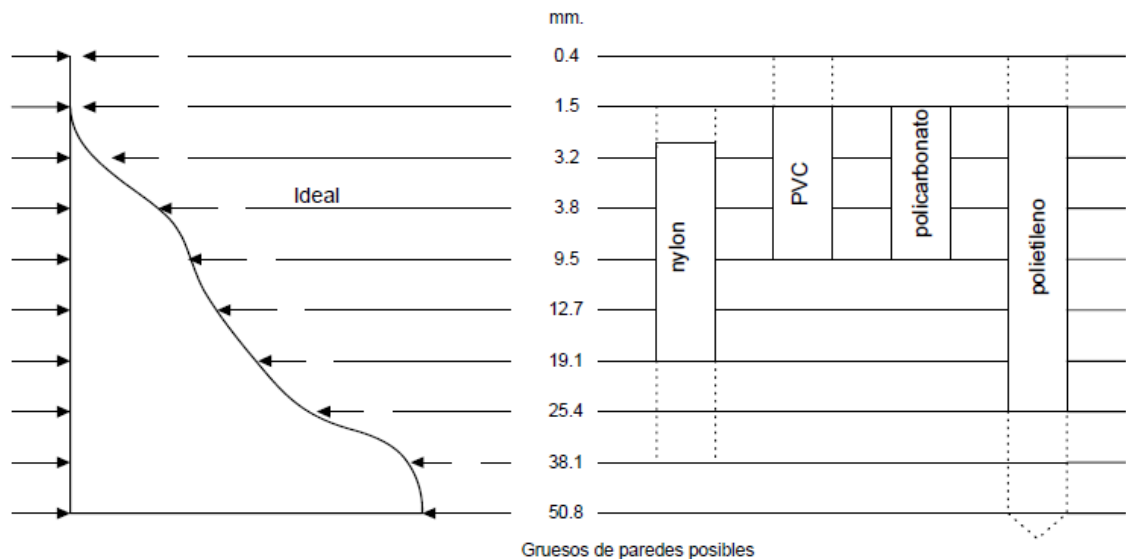


Figura 2.30: Espesor nominal de pared.

La Tabla 2.15, enlista el espesor de la pared recomendado para los materiales plásticos más utilizados.



**Tabla 2.15.** Gruesos de pared posible.

El espesor de pared ideal para la mayoría de materiales está en el rango 3.2 a 3.8 mm aproximadamente, lo que permite un buen desempeño entre el ciclo de horneado, la facilidad de procesar, la resistencia y el costo.

Se pueden utilizar otros espesores si los requerimientos funcionales lo justifican, como vemos en la Tabla 2.15, para el caso del espesor de pared del polietileno, este satisface desde 1.5 a 25.4 mm, sin quitar la posibilidad de hacer partes grandes de hasta 50.8 mm.

## 2.16.- SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.

### 2.16.1.- Enfriamiento a temperatura ambiente.

Se deja rotar el molde a la temperatura del cuarto o salón de trabajo. Es decir que la temperatura ambiente en dicho lugar es la condición del enfriado, sin tomar ningún sistema externo.

### 2.16.2.- Enfriamiento por aire forzado.

Este sistema se logra soplando aire sobre el molde mediante un ventilador o soplador. Si se usa un ventilador, este debe estar montado en una posición fija. Los ventiladores portátiles se mueven y causan diferente rapidez de enfriado de una parte a la otra.

Es importante tomar en consideración que el molde se enfría 20 veces más rápido con soplado forzado de aire ambiental que con el mismo aire ambiental estático.

### **2.16.3.- Enfriamiento por agua rociada con atomizador.**

Consiste en rociar el molde con aire y micro-gotas de agua. Dicho método de enfriado se considera muy eficiente, ya que es uniforme y suave en el uso, por lo que forma parte también de los sistemas de enfriado que aplicamos a los moldes cuando están en su proceso productivo.

### **2.16.4.- Enfriado por chorro de agua.**

Se aplica un chorro de agua a toda presión. Este es el tipo más rápido y poderoso de enfriamiento y se usa raramente debido a que el agua en contacto con el molde influye drásticamente en la rapidez y la uniformidad de enfriado del mismo.

## CAPÍTULO III: CÁLCULOS DE DISEÑO

Para realizar los cálculos respectivos, se analizará como una estructura determinada, de acuerdo a lo establecido en la teoría de diseño (2.11.2.-*Estructura Determinada e Indeterminada*), ya que se puede determinar los momentos y reacciones en todos sus miembros aplicando las ecuaciones de equilibrio.

### 3.1.- CÁLCULO ESTRUCTURA HORNO.

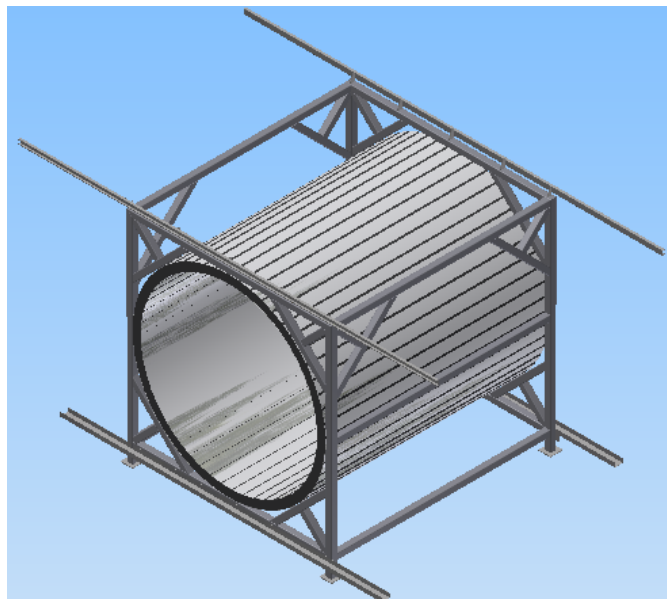
La estructura del Horno será diseñada, para soportar componentes y accesorios para su funcionamiento propios del sistema, ver Figura 3.1.

#### 3.1.1.- Consideraciones para el cálculo de la estructura.

Para el cálculo se considera lo siguiente:

1. El material a utilizar para el diseño estructural será de acero ASTM A-36, por su facilidad de adquisición, bajo costo y por su gran importancia de sus propiedades.
2. Se elegirá un perfil tubular cuadrado para el cálculo correspondiente en toda la estructura.

Se toma las especificaciones del Manual de la AISC (American Institute of Steel Construction) este documento está relacionado para el diseño de edificios de acero estructural.



**Figura 3.1:** Esquema representativo de la estructura del horno

**Fuente:** *Perspectiva del horno realizado en el programa INVENTOR 2013.*



### 3.1.2.- Cálculo de vigas horno.

Para el diseño de la Viga se ha considerado dos tipos de cargas, tales como los pesos propios y las cargas de vibración, mientras que la carga viva, no será considerada, ya que no existen cargas variables en magnitud y posición que afecten a la estructura.

- **Parámetros de la Tubería:**

Se asume un perfil tubular cuadrado de 3"x3" y espesor de  $e = 3/16"$ , dichos valores son tomados del Manual de la AISC, (Ver Anexo C.1).

La longitud de la viga es:  $L = 2800mm$

El peso de la Viga es:  $W = 6,87 \frac{Lb}{pie}$

Resistencia a la fluencia:  $S_y = 36 \text{ KSI}$

- **Carga Muerta.**

Para la carga muerta se considera el peso propio de la tubería cuadrada, además se incluirá el peso de todos los elementos no estructurales, tales como ductos, cables, entre otros, por lo que la carga muerta distribuida será:

$$W_1 = 6.87 \frac{Lb}{pie} \left| \frac{1 \text{ Kgf}}{2,204 \text{ Lbf}} \right| \cdot \left| \frac{1 \text{ pie}}{0,3048 \text{ m}} \right| \qquad W_1 = 10,226 \frac{Kgf}{m}$$

Se ha estimado un peso por la instalación de accesorios y otros elementos que puedan causar cargas de manera que soporte la estructura, los mismos que se detallan en la Tabla 3.1.

| DESCRIPCIÓN              | POTENCIA NOMINAL              |     | PESO (Kg) | Longitud Viga (m) | CARGA TOTAL (Kg/m) |
|--------------------------|-------------------------------|-----|-----------|-------------------|--------------------|
|                          | BTU/hr                        | KW  |           |                   |                    |
| Quemador                 | 1500000,00                    | 440 | 26        | 2,8               | 9,29               |
| Plancha Acero Inoxidable | Peso total Horno              |     | 476       |                   |                    |
|                          | Peso distribuido Para 4 vigas |     | 119       | 2,8               | 42,50              |
| Sistema de Ductos        | Peso Considerado              |     | 150       | 2,8               | 53,57              |
| <b>TOTAL (Kg/m)</b>      |                               |     |           |                   | 105,36             |
| <b>TOTAL (Lbf/pie)</b>   |                               |     |           |                   | 70,80              |

Valores Tomado de Catálogos (Ver Anexo D.4. y Plano AISLAMIENTO HORNO).

**Tabla 3.1.** Peso de los accesorios a soportar en la viga.

Por lo tanto, tenemos que el peso total de los accesorios es de:

$$W_2 = 105,36 \text{ Kg/m}$$

Por lo que la carga total sería la suma de todas las cargas a considerar.

$$W = W_1 + W_2$$

$$W = 10,226 \text{ Kg/m} + 105,36 \text{ Kg/m}$$

$$W = 115,586 \text{ Kg/m}$$

Para efectos de cálculo se considera un factor de seguridad de 1.5, tomado de la teoría de diseño (2.1.5.-Factor de diseño para cargas aplicadas en las estructuras.), por lo que la carga final es de:

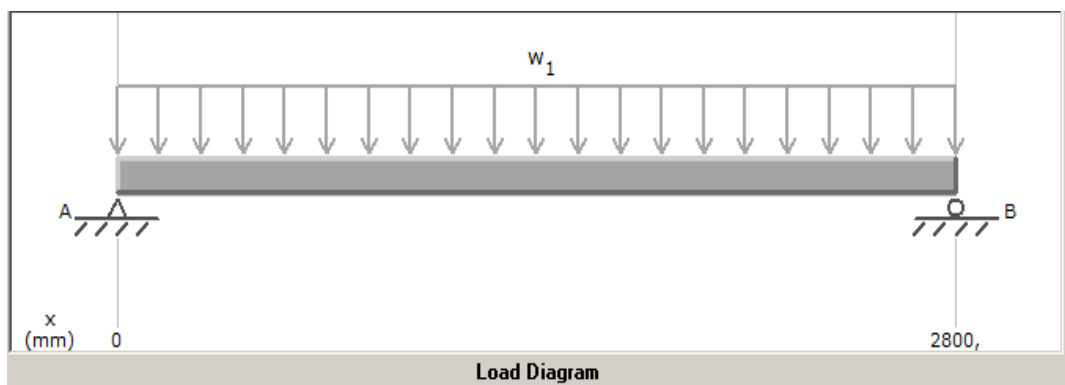
$$W = 115,586 \text{ lb/pie} * 1,5$$

$$W = 173,379 \text{ lb/pie}$$

Se toma una carga de diseño distribuida generalizando a un valor de **175 Kg/m**.  
(Ver Figura 3.2)

$$W_T = 175 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \left| \frac{9,80 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right| \cdot \left| \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right| \qquad W_T = 1,715 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

- **Diagrama de Cuerpo Libre.**



**Figura 3.2:** Diagrama de la viga sometida a una carga distribuida.

**Fuente:** Realizado en el programa MDSolids 3.5.

- **Reacciones en los extremos de la viga.**

Con la carga obtenida se aplica la ecuación de las reacciones obtenida de la tabla de fórmulas y diagramas del Manual de la AISC (**Ver Anexo C.2**), para la condición de una carga distribuida uniforme. La reacción en el punto A es igual en el punto B, por lo tanto se tiene:

$$R_A = \frac{WL}{2}$$

$$R_A = \frac{(1,715 \text{ N/mm})(2800 \text{ mm})}{2}$$

$$R_A = 2401,00 \text{ N}$$

- **Momento Máximo.**

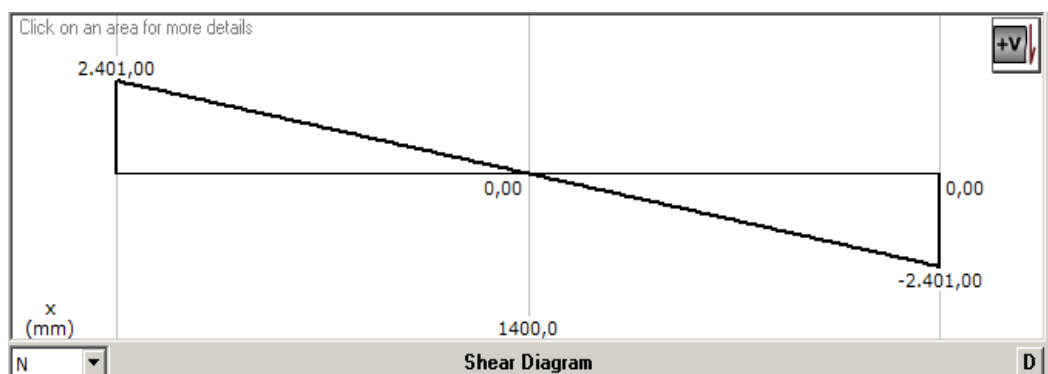
Al igual que para la reacción se utiliza la ecuación del momento máximo de la tabla de fórmulas y diagramas del Manual de la AISC (**Ver Anexo C.2**), para la misma condición, de tal manera se tiene:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{WL^2}{8}$$

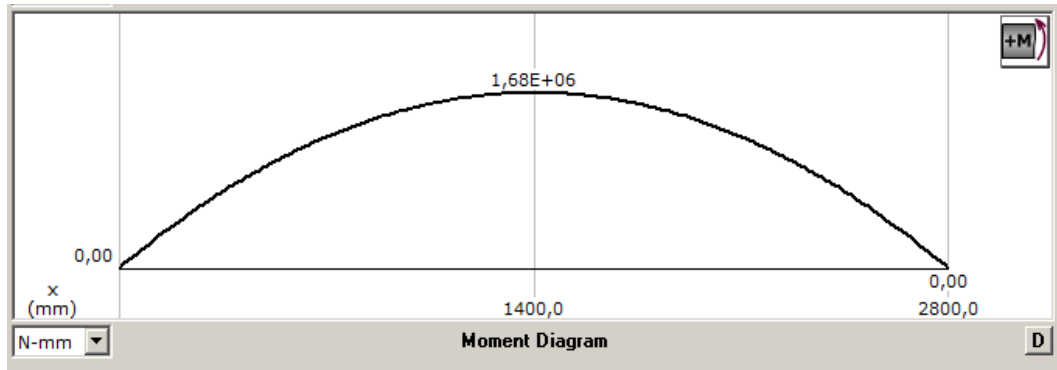
$$M_{m\acute{a}x} = \frac{(1,715 \text{ N/mm})(2800 \text{ mm})^2}{8}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1'680.700,00 \text{ N.mm}$$

Mediante el software MDSolids 3.5 se obtiene los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante como se muestra en la Figura 3.3 y 3.4.



**Figura 3.3:** Diagrama de fuerza cortante.



**Figura 3.4:** Diagrama de momento flexionante.

- **Esfuerzo admisible a flexión.**

Se determina el esfuerzo admisible a flexión mediante la ecuación 2.1, aplicando la resistencia a la fluencia del Acero A 36, por lo tanto la ecuación es:

$$F_b = 0,66 \cdot S_y$$

$$F_b = 0,66 \cdot (36 \text{ Klb/pulg}^2)$$

$$F_b = 23,76 \text{ Klb/pulg}^2$$

Convirtiendo a unidades internacionales se tiene:

$$F_b = 23,76 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2} \left| \frac{1 \text{ Kg}}{2,204 \text{ Lb}} \right| \cdot \left| \frac{1000 \text{ Lb}}{1 \text{ Klb}} \right| \cdot \left| \frac{(1 \text{ pulg})^2}{(25,4 \text{ mm})^2} \right| \cdot \left| \frac{9,80 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right|$$

$$F_b = 163,754 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

De la ecuación 2.2:

$$f_b = \frac{M_{\text{máx}}}{S}$$

Se despeja el módulo de la sección y se obtiene la ecuación para el cálculo del módulo de la sección:

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{F_b}$$

Por ser un perfil cuadrado el módulo de la sección para los ejes “X” y “Y” es el mismo, por lo tanto la ecuación es la siguiente:

$$S = \frac{1'680.700,00 \text{ N} \cdot \text{mm}}{163,754 \text{ N/mm}^2}$$

$$S = 10263,566 \text{ mm}^3 \left| \frac{(1 \text{ cm})^3}{(10 \text{ mm})^3} \right| \rightarrow S = 10,263 \text{ cm}^3$$

Con el módulo de la sección calculada se revisa en el catálogo de DIPAC el perfil con el módulo de la sección real que se asemeje o cubra al de diseño.

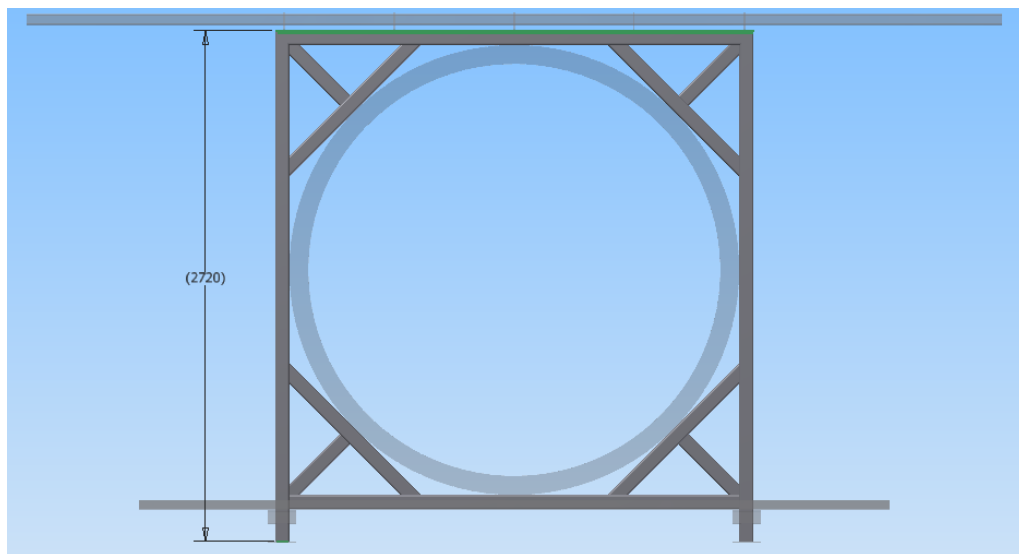
Por lo tanto, se selecciona según el catálogo DIPAC (**Ver Anexo C.3**) un tubo cuadrado estructural de las siguientes características:

**Norma:** ASTM A-500 / 75x75x3mm

**Nota:** Para la simulación se ha seleccionado un perfil de 3"x3"x3/16".

### 3.1.3.- Cálculo de columnas horno.

En la Figura 3.5 se muestra las dimensiones propuestas para el inicio de los cálculos y selección de los perfiles a utilizar.



**Figura 3.5:** Esquema representativo de la estructura del horno.

**Fuente:** Vista Frontal del horno realizado en el programa INVENTOR 2013.

- **Parámetros de la Tubería:**

Los valores para los cálculos respectivos son obtenidos del Manual AISC para acero A-36. (**Ver Anexo C.1**).

Perfil Tubular Cuadrado 3"x3"y espesor de  $e = 3/16$ ".

|                          |   |
|--------------------------|---|
| $I = 2,60 \text{ plg}^4$ | $L = 2720\text{mm} = 106,69 \text{ pulg}$     |
| $A = 2,02 \text{ plg}^2$ | $S_y = 36 \text{ KSI} = 248,2113 \text{ MPa}$ |
| $r = 1,13 \text{ plg}$   |   |

En este caso la carga aplicada para el extremo de la columna es la reacción generada en la viga como se muestra en la figura 3.6.

Se tiene que:

$$R_A = P = 2401N$$

$$P = 2401N \left| \frac{0,22480 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} \right| \cdot \left| \frac{1 \text{ Klb}}{1000 \text{ lbf}} \right|$$

$$P = 0,539 \text{ Klb}$$

- **Diagrama de Cuerpo Libre Columna.**



**Figura 3.6:** Dimensiones de la columna del horno.

- **Longitud efectiva de la Columna.**

El valor de la longitud efectiva de la columna ( $k$ ), se obtiene de la Tabla 2.3, ya que sus apoyos son fijos por lo tanto se tiene:  $k = 0,65$  Valor para apoyos fijos

- **Esbeltez.**

Con el radio de giro obtenido, se aplica la ecuación 2.5 y se determina la esbeltez de la columna.

$$\lambda = \frac{k * L}{r_{\min}} \rightarrow \lambda = \frac{0.65 * (106,69 \text{ plg})}{1,13 \text{ plg}}$$

$$\lambda = \mathbf{61,370}$$

De acuerdo a la teoría de diseño en la Figura 2.1 (2.3.1.-Tipos de columnas y su relación de esbeltez.), se puede evidenciar que la longitud es intermedia.

- **Esfuerzo Admisible.**

Con la esbeltez calculada se revisa los valores de esfuerzos admisibles en el manual de la AISC (**Ver Anexo C.4**). Se genera una tabla de valores para interpolar los valores del esfuerzo admisible que se requiere para nuestro diseño:

$f_a \leq F_a$  Esfuerzo real igual al Esfuerzo admisible

$$f_a = \frac{P}{A}$$

|                    |                           |
|--------------------|---------------------------|
| $\lambda = 61$     | $F_a = 17,33 \text{ ksi}$ |
| $\lambda = 61,370$ | $F_a = 17,27 \text{ ksi}$ |
| $\lambda = 62$     | $F_a = 17,20 \text{ ksi}$ |

- **Carga Crítica.**

Con el esfuerzo admisible obtenido mediante la interpolación se aplica la ecuación 2.4, despejando la carga crítica ( $P$ ), por lo tanto tenemos:

$$P = F_a * A$$

$$P = 17,27 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2} * 2,02 \text{ plg}^2$$

$$\mathbf{P = 34,88 \text{ Klb}}$$

Se concluye que carga crítica es mayor que la reacción:

$$P > R$$

- **Factor de seguridad (n).**

$$n = \frac{P}{R}$$

$$n = \frac{34,88 \text{ Klb}}{0,539 \text{ Klb}}$$

$$n = 64,62$$

Se observa que para el diseño de la estructura existe un factor de seguridad de 64,62, por lo que se puede concluir que la carga crítica es superior a la reacción, es decir que debe tener una carga de 34,88Klb para que la estructura falle.

- **Cálculo de la sección transversal del perfil.**

De la ecuación 2.4, esfuerzo admisible ( $F_a$ ) se despeja el área teniendo como resultado:

$$A = \frac{R}{F_a}$$

Se aplica el factor de seguridad calculado por la reacción y la carga crítica para sacar el esfuerzo admisible de nuestro perfil que se utilizará en la columna, entonces se tiene:

$$F_a = \frac{S_y}{n}$$

$$F_a = \frac{36 \text{ Klb/pie}^2}{64,62}$$

$$F_a = 0,557 \text{ Klb/pie}^2$$

Con el esfuerzo admisible obtenido, se realiza el cálculo para obtener el área de la sección tubular cuadrada.

$$A = \frac{0,539 \text{ Klb}}{0,557 \text{ Klb/pulg}^2} \qquad A = 0,967 \text{ pulg}^2 \left| \frac{(2,54 \text{ cm})^2}{(1 \text{ pulg})^2} \right|$$

$$A = 6,24 \text{ cm}^2$$

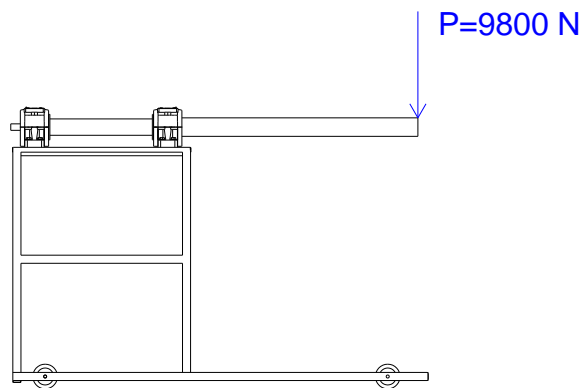
Así mismo, se observa que el área del perfil utilizado en la viga supera el área para la selección del perfil en la columna, por lo que, se ha decidido tomar un solo perfil de las mismas características (**Ver Anexo C.3**). Un tubo cuadrado estructural de:

**Norma:** ASTM A-500 / 75x75x3mm



### 3.2.- CÁLCULO ESTRUCTURA CARRO.

En la Figura 3.7, se muestra las reacciones que ejercen en las chumaceras, por lo que dichas reacciones transmitirán cargas hacia la estructura del carro, razón por la cual se puede determinar una sección de manera que soporte tanto el peso propio de los ejes y los accesorios que forman parte para de la estructura, así como también la carga máxima ejercida por los moldes en el extremo de los ejes cuyo valor es de  $1000 \text{ Kg} = 9800 \text{ N}$ .



**Figura 3.7:** Esquema representativo de la estructura del carro.

*Fuente:* Diagrama de la Estructura del Horno en 3D realizado en el programa AUTOCAD 2013.

Se ha tomado las especificaciones del Acero A36, ya que en el mercado es el acero más comercial.

Se conoce los pesos propios de los ejes de acuerdo a las cotizaciones realizadas (**Ver Anexo C.5**), los cuales son:

$$Peso_{Eje \text{ macizo}} = 23,50 \text{ Kg/m}$$

$$Peso_{Eje \text{ hueco}} = 54,00 \text{ Kg/m}$$

Por lo tanto tenemos una carga distribuida total de:

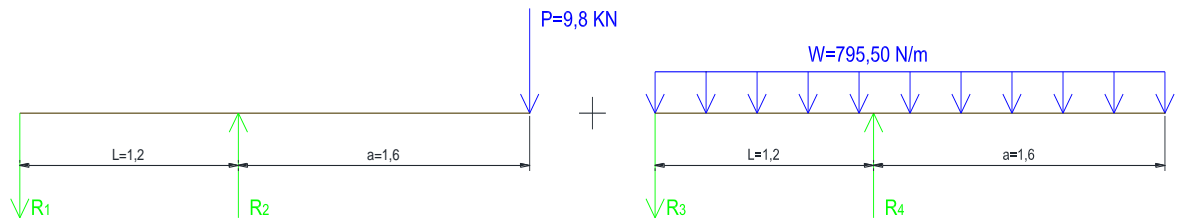
$$W = 77,50 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \cdot \left| \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \right|$$

$$W = 795,50 \text{ N/m}$$

De las especificaciones del Manual de la AISC, se tomarán los diagramas y fórmulas respectivos para el cálculo de las vigas utilizando el método de superposición.

- **Cálculo de reacciones.**

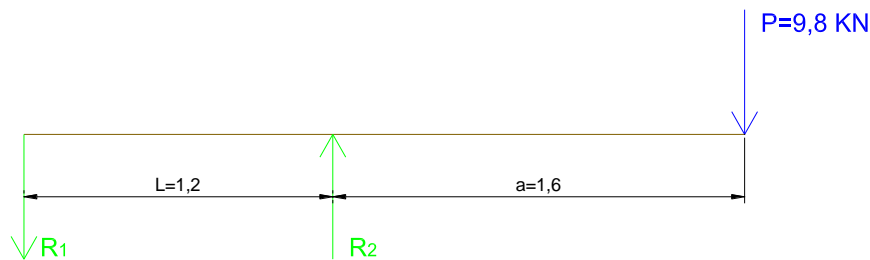
Se calcula las reacciones ejercidas en los puntos de apoyo, en este caso se encuentra en las chumaceras, ver figura 3.8:



**Figura 3.8:** Diagramas de cuerpo libre Método de Superposición.

- **Cálculo para una carga puntual.**

Al aplicar la carga  $P = 9,8 \text{ kN}$ , como se muestra en la figura 3.9, se tiene:



**Figura 3.9:** Diagramas de cuerpo libre.

Se aplica las fórmulas tomados del manual AISC (**Ver Anexo C.6**):

$$R_1 = \frac{P \cdot a}{L}$$

$$R_1 = \frac{9,8 \text{ kN} \times 1,6 \text{ m}}{1,2 \text{ m}}$$

$$R_1 = 13,07 \text{ kN}$$

$$R_2 = \frac{P}{L} (L + a)$$

$$R_2 = \frac{9,8 \text{ kN}}{1,2 \text{ m}} (1,2 + 1,6) \text{ m}$$

$$R_2 = 22,87 \text{ kN}$$

Se calcula el momento máximo de acuerdo al manual AISC (**Ver Anexo C.6**):

$$M_{max} = P \cdot a$$

$$M_{max} = 9,8 \text{ kN} \times 1,6 \text{ m}$$

$$M_{max} = 15,68 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Mediante el software MDSolids 3.5 se obtiene los respectivos diagramas como se muestra en la Figura 3.10 y 3.11:

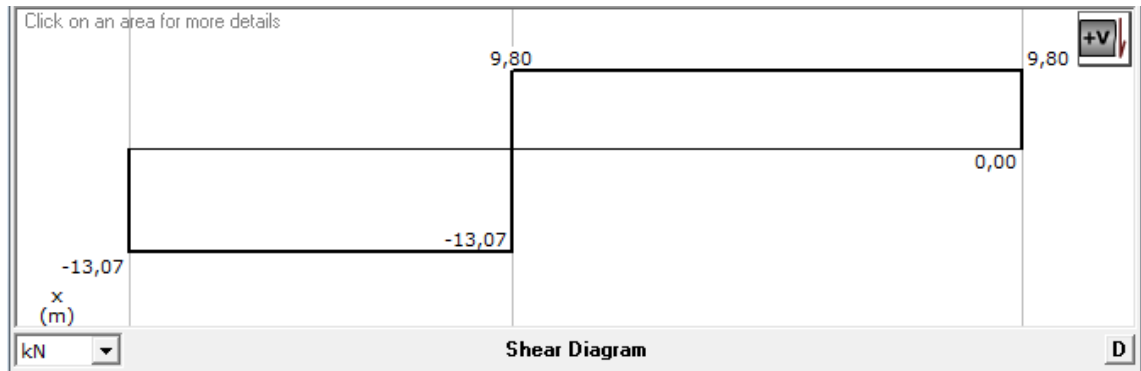


Figura 3.10: Diagrama Fuerza Cortante.

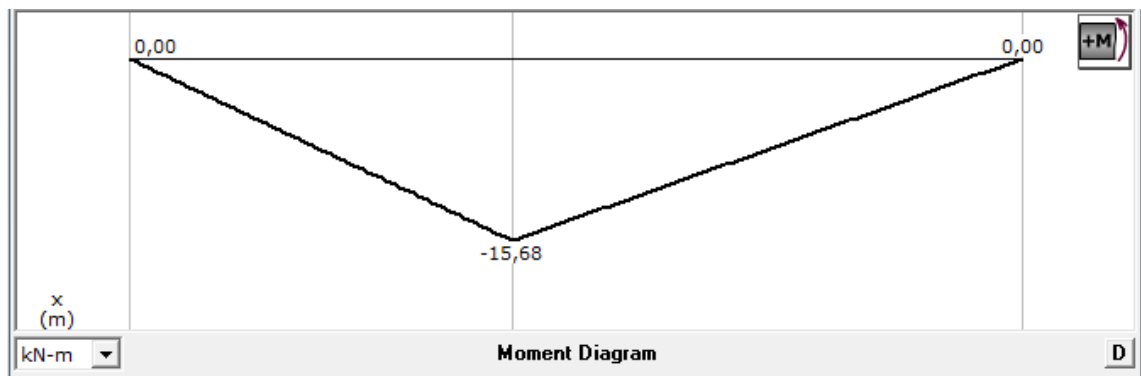


Figura 3.11: Diagrama Momento Flexionante.

- **Cálculo para una carga distribuida.**

Aplicando la carga distribuida  $W = 795,50 \text{ N/m}$ , (Ver Figura 3.12) se tiene:

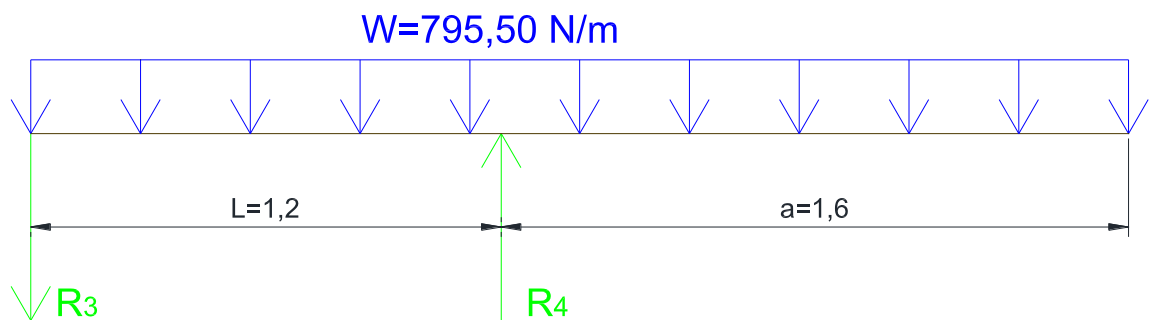


Figura 3.12: Diagrama de Cuerpo Libre.

Se aplica las fórmulas tomado del manual AISC (Ver Anexo C.7), por lo tanto se obtiene las siguientes reacciones:

$$R_3 = \frac{W}{2L} (L^2 - a^2)$$

$$R_3 = \frac{795,50 \text{ N/m}}{2(1,2 \text{ m})} [(1,2 \text{ m})^2 - (1,6 \text{ m})^2]$$

$$R_3 = -371,23 \text{ N}$$

$$R_3 = 0,371 \text{ kN}$$

$$R_4 = \frac{W}{2L} (L + a)^2$$

$$R_4 = \frac{795,50 \text{ N/m}}{2(1,2 \text{ m})} (1,2 \text{ m} + 1,6 \text{ m})^2$$

$$R_4 = 2598,63 \text{ N}$$

$$R_4 = 2,59 \text{ kN}$$

Se calcula los momentos flexionantes de acuerdo a las fórmulas del Manual de la AISC (Ver Anexo C.7):

$$M_3 = \frac{W}{8L^2} (L + a)^2 (L - a)^2$$

$$M_3 = \frac{795,50 \text{ N/m}}{8(1,2 \text{ m})^2} (1,2 + 1,6)^2 (1,2 - 1,6)^2 (\text{m}^2)$$

$$M_3 = 86,62 \text{ N.m}$$

$$M_4 = \frac{Wa^2}{2}$$

$$M_4 = \frac{(795,50 \text{ N/m})(1,6 \text{ m})^2}{2}$$

$$M_4 = 1018,24 \text{ N.m}$$

Mediante el software MDSolids 3.5 se obtiene los respectivos diagramas como se muestra en la Figura 3.13 y 3.14:

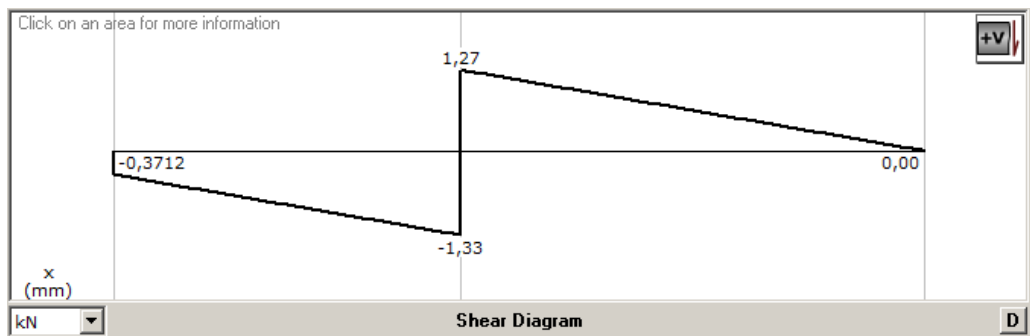


Figura 3.13: Diagrama Fuerza Cortante.

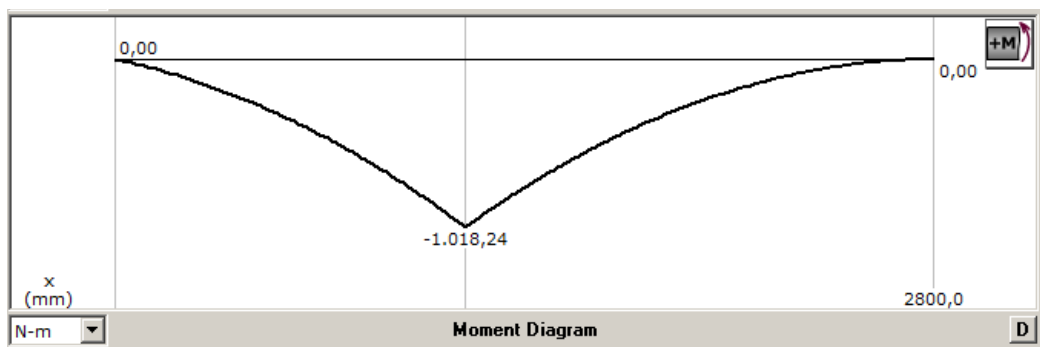


Figura 3.14: Diagrama Momento Flexionante.

### 3.2.1.- Cálculo de vigas carro.

Para el diseño de la Viga se considera las reacciones más críticas obtenidas en los soportes fijos, que en este caso se origina en la chumacera cerca a la carga  $P = 9,8 \text{ kN}$ , por lo que se tiene las siguientes reacciones que se ejercen en la mitad de la viga.

$$R_2 = 22,87 \text{ kN}$$

$$R_4 = 2,59 \text{ kN}$$

A estas reacciones se aumenta el peso propio de la chumacera (**Ver Anexo C.13**) que es de:

$$Peso_{Chumacera} = 19 \text{ Kg}$$

$$P_{Chumacera} = 19 \text{ Kg} \left| \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} \right| \times \left| \frac{1 \text{ kN}}{1000 \text{ N}} \right|$$

$$P_{Chumacera} = 0,186 \text{ kN}$$

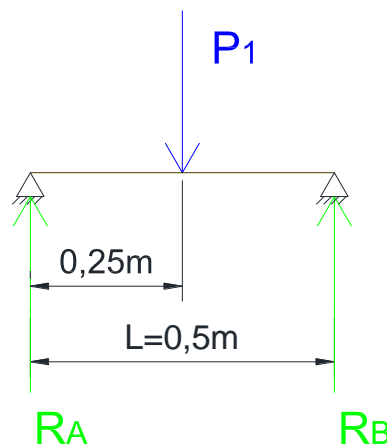
- **Carga Total.**

$$P_1 = R_2 + R_4 + P_{Chumacera}$$

$$P_1 = (22,87 + 2,59 + 0,186) \text{ kN}$$

$$P_1 = 25,646 \text{ kN}$$

Finalmente la carga puntual que se aplica en la viga queda distribuida como se muestra en la Figura 3.15:



**Figura 3.15:** Diagrama de Cuerpo Libre.

- **Reacciones en los extremos de la viga.**

Con la carga obtenida se aplica la ecuación de las reacciones obtenida de la tabla de fórmulas y diagramas del Manual de la AISC (**Ver Anexo C.8**), que nos indica que la Reacción en A es igual en B, por lo tanto tenemos:

$$R_A = R_B = \frac{P_1}{2}$$

$$R_A = \frac{25,646 \text{ kN}}{2}$$

$$R_A = 12,823 \text{ kN}$$

- **Momento Máximo.**

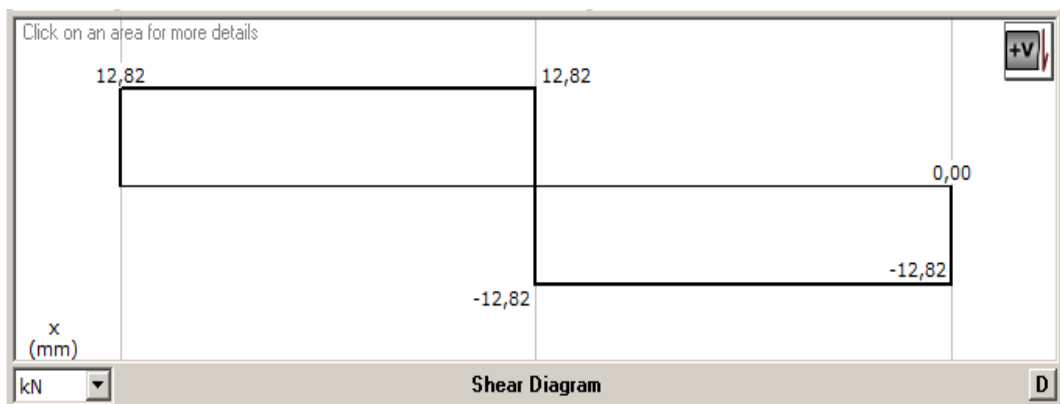
Se utilizará la ecuación del momento máximo de la tabla de fórmulas y diagramas del Manual de la AISC (**Ver Anexo C.8**), para la misma condición, de tal manera tenemos:

$$M_{max} = \frac{P_1 \cdot L}{4}$$

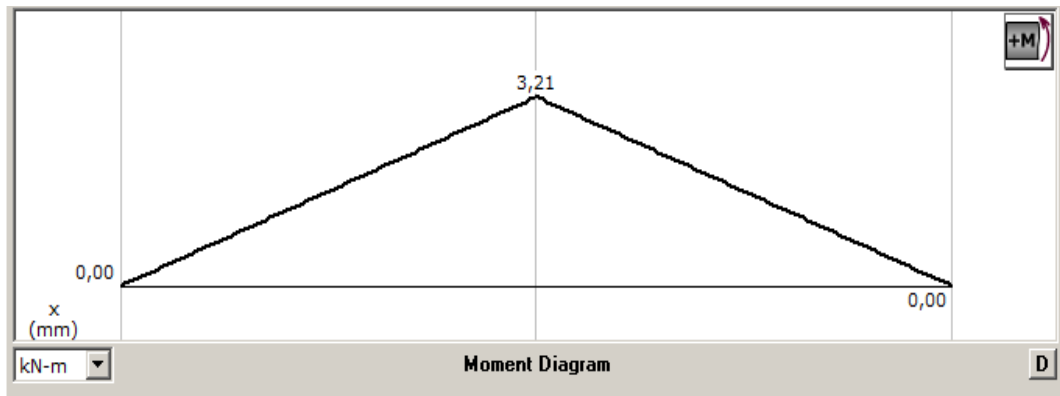
$$M_{max} = \frac{25,646 \text{ kN}(0,5 \text{ m})}{4}$$

$$M_{max} = 3,205 \text{ kN.m}$$

Mediante el software MDSolids 3.5 se obtiene los respectivos diagramas como se muestra en la Figura 3.16 y 3.17:



**Figura 3.16:** Diagrama Fuerza Cortante.



**Figura 3.17:** Diagrama Momento Flexionante.

**Fuente:** Diagrama de la viga realizado en el programa MDSolids 3.5.

- **Esfuerzo admisible a flexión.**

Se determina el esfuerzo admisible a flexión mediante la ecuación 2.1, aplicando la resistencia a la fluencia del Acero A 36, por lo tanto la ecuación es:

$$F_b = 0,66. S_y$$

$$F_b = 0,66. (36 \text{ KSI})$$

$$F_b = 23.76 \text{ KSI} \left| \frac{6894,76 \text{ KPa}}{1 \text{ KSI}} \right| = \mathbf{163819,476 \text{ KPa}}$$

Se sabe que el esfuerzo real a flexión ( $f_b$ ) es:

$$f_b = \frac{M}{S} \qquad F_b = f_b$$

Despejando el módulo de la sección se tiene:

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{F_b}$$

Por ser un perfil cuadrado el módulo de la sección para los ejes “X” y “Y” es el mismo, por lo tanto reemplazando valores se tiene:

$$S = \frac{3,205 \text{ kN.m}}{163819,476 \text{ kN/m}^2}$$

$$S = 1,90 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \left| \frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} \right| \rightarrow \mathbf{S = 19,00 \text{ cm}^3}$$

De acuerdo, al módulo de sección calculado, se revisa en el catálogo de DIPAC el perfil con que se asemeje al calculado, por lo que se selecciona un perfil tubular de las siguientes características:(Ver Anexo C.3)

**Norma:** ASTM A-500 / 75x75x3mm

### 3.2.2.- Cálculo de columnas carro.

Para el diseño de la columna se ha optado por un perfil igual al de la viga para que todo sea simétrico, además se considera la carga máxima generada a la reacción en los extremos de la viga, en este caso la reacción es  $R_A = 12,823 \text{ kN}$ . En la Figura 3.18, se muestra las dimensiones propuestas para el inicio de los cálculos y selección de los perfiles a utilizar.



**Figura 3.18:** Dimensiones de la estructura del horno.

- **Parámetros del perfil cuadrado:**

Los valores para los cálculos respectivos son obtenidos del Manual AISC para acero A-36 (Ver Anexo C.1). Para un perfil Tubular Cuadrado 3"x3" y espesor de  $e = 3/16"$ .

|  |  |
|--|--|
| $I = 2,60 \text{ plg}^4 = 108,22 \text{ cm}^4$ | $r_{min} = 1,13 \text{ plg} = 2,88 \text{ cm}$ |
| $A = 2,02 \text{ plg}^2 = 13,03 \text{ cm}^2$  | $L = 1200\text{mm} = 120 \text{ cm}$           |



- **Longitud efectiva de la Columna.**

El valor de la longitud efectiva de la columna ( $k$ ), se obtiene de la Tabla 2.11, ya que sus apoyos son fijos por lo tanto se tiene:  $k = 0.65$  Valor para apoyos fijos

- **Esbeltez.**

Con el radio de giro obtenido, se aplica la ecuación 2.5y se determina la esbeltez de la columna.

$$\lambda = \frac{k * L}{r_{\min}} \rightarrow \lambda = \frac{0,65(120 \text{ cm})}{2,88 \text{ cm}} \rightarrow \lambda = \mathbf{27,08}$$

De acuerdo a la teoría de diseño en la Figura 2.1 (2.3.1.-Tipos de columnas y su relación de esbeltez.), se puede evidenciar que la longitud es intermedia.

- **Esfuerzo Admisible.**

Con la esbeltez obtenida se revisa los valores de esfuerzos admisibles en el manual de la AISC (Ver Anexo C.4). Se genera una tabla de valores para interpolar obtener el esfuerzo admisible que se requiere para nuestro respectivo cálculo:

$f_a \leq F_a$  Esfuerzo real igual al Esfuerzo admisible

$$f_a = \frac{P}{A}$$

|                   |                            |
|-------------------|----------------------------|
| $\lambda = 27$    | $F_a = 20,15 \text{ Ksi}$  |
| $\lambda = 27,08$ | $F_a = 20,145 \text{ Ksi}$ |
| $\lambda = 28$    | $F_a = 20,08 \text{ Ksi}$  |

- **Carga Crítica.**

Con el esfuerzo admisible obtenido mediante la interpolación se aplica la ecuación 2.4, y se despeja la carga crítica ( $P$ ), por lo tanto se tiene:

$$P = F_a * A$$

$$P = 20,145 \text{ KSI} \left| \frac{6,8948 \text{ MPa}}{1 \text{ KSI}} \right| \cdot \left| \frac{1000 \text{ kPa}}{1 \text{ MPa}} \right| \cdot \left| \frac{\text{N/m}^2}{\text{Pa}} \right| (13,03 \text{ cm}^2) \left| \frac{(1 \text{ m})^2}{(100 \text{ cm})^2} \right|$$

$$\mathbf{P = 180,98 \text{ kN}}$$

Se concluye que la carga crítica es mayor que la reacción, lo cual indica que se necesita una Carga  $P = 180,98 \text{ kN}$  para que la columna falle:

$$180,98 \text{ kN} > 12,823 \text{ kN}$$

- **Factor de seguridad (n).**

$$n = \frac{P}{R_A} \qquad n = \frac{180,98 \text{ kN}}{12,823 \text{ kN}} \qquad n = 14,11$$

Se observa que para el diseño de la estructura existe un factor de seguridad de 14,11, por lo que se concluye que la carga crítica es superior a la reacción, es decir que debe tener una carga de 180,98 kN para que la estructura falle.

- **Cálculo de la sección transversal del perfil.**

Se aplica el factor de seguridad calculado para determinar el esfuerzo admisible del perfil a utilizar en la columna:

$$F_a = \frac{S_y}{n}$$

$$F_a = \frac{36 \text{ KSI}}{14,11} \cdot \left| \frac{6,8948 \text{ MPa}}{1 \text{ KSI}} \right|$$

$$F_a = 17,59 \text{ MPa}$$

De la Ecuación 2.17, se despeja el área y se tiene:

$$A = \frac{R_A}{F_a}$$

Con el esfuerzo admisible obtenido, se determina el área de la sección tubular cuadrada.

$$A = \frac{12,823 \text{ kN}}{17,59 \text{ MPa}} \left| \frac{1000 \text{ kPa}}{1 \text{ MPa}} \right| \qquad A = 7,28 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \left| \frac{(100 \text{ cm})^2}{(1 \text{ m})^2} \right|$$

$$A = 7,28 \text{ cm}^2$$

Finalmente, se selecciona del catálogo de DIPAC (**Ver Anexo C.3**). Un tubo cuadrado estructural de las siguientes características:

**Norma:** ASTM A-500 / 75x75x4mm

*Nota: Para efectos de simulación se seleccionará un perfil de 3"x3"x3/16.*

### 3.2.3.- Cálculo longitud del soporte de la mesa.

Se considera para el cálculo de la longitud de la mesa una distancia igual a la utilizada para el brazo donde se aplica una carga puntual de 9800N y los extremos de las ruedas son los puntos de apoyo, se puede observar el diagrama de la mesa en la Figura 3.19:

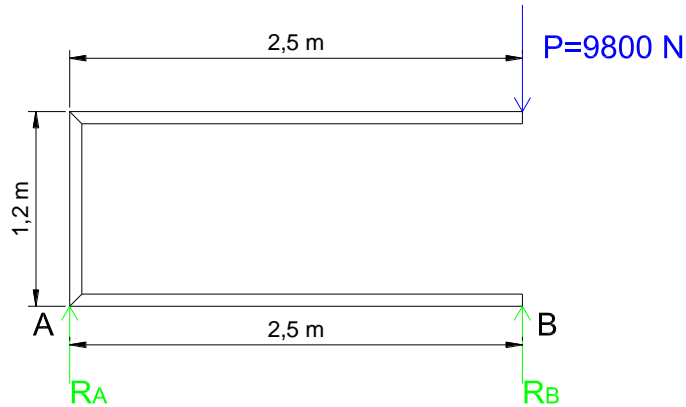


Figura 3.19: Diagrama de la estructura de la mesa. (Unidades en metros).

Por lo tanto, se determina la reacción para establecer que la estructura se encuentra en equilibrio, utilizando sumatorias de fuerzas y momentos se obtiene las reacciones en los puntos de apoyo, que en este caso son las ruedas, como se muestra en la figura 3.20:

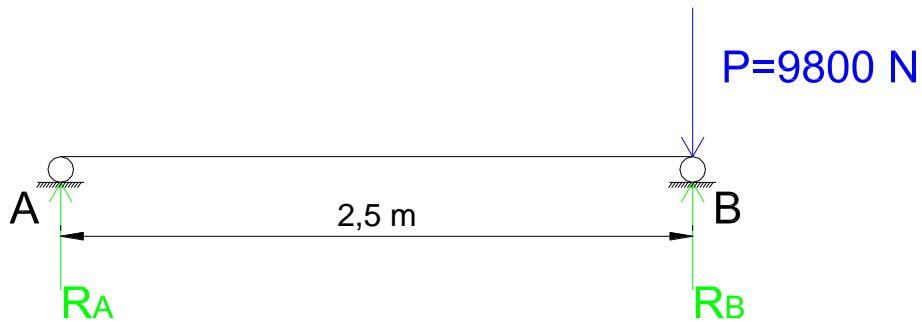


Figura 3.20: Diagrama de Cuerpo Libre. (Unidades en metros).

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 9800 \text{ N}$$

$$R_A + 9800 \text{ N} = 9800 \text{ N}$$

$$R_A = 0$$

$$+\uparrow \sum M_A = 0$$

$$R_B \times 2,5\text{m} = 9800 \text{ N} \times 2,5\text{m}$$

$$R_B = 9800 \text{ N}$$

Finalmente, se verifica que para la reacción en el extremo más crítico en el punto B, se necesita una longitud igual de 2,5 metros, para que la reacción sea igual a la carga de 9800N, de tal forma de que la estructura no sufra un volcamiento debido a la carga aplicada y a su vez la estructura se encuentre en equilibrio. Para efectos de diseño se tomó una longitud superior a la calcula de 2,64m.

### 3.3.- DISEÑO DE SOLDADURA.

Los elementos estructurales que deben ser unidos para componer el prototipo de la estructura del horno son; la columna y viga, los mismo que están compuestos por acero estructural ASTM A-500.

Se decide realizar el diseño de la soldadura, con soldadura SMAW (Soldadura Manual con Electrodo Revestido), por sus características como, calidad, acabados, mayor continuidad en su proceso y por ser de un bajo costo para su operación.

La junta de los perfiles tubulares cuadrados serán soldados mediante un electrodo E6011, ya que estos electrodos son de fácil adquisición en el mercado, su costo es bajo, su resistencia última ( $S_u$ ) y límite de fluencia ( $S_y$ ), son adecuados para un acero estructural A500. Además este electrodo es de alta penetración, lo que garantiza una buena unión en la junta.

La soldadura será de tipo filete (Figura 3.21), ya que es la más empleada comúnmente para las conexiones de acero.

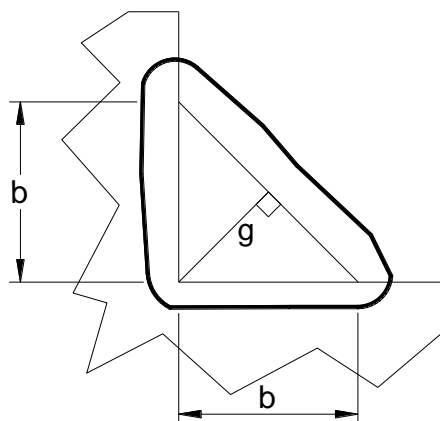


Figura 3.21: Soldadura tipo filete.

De la ecuación 2.8, se despeja el ancho de la soldadura ( $b$ ), obteniendo como resultado lo siguiente:

$$b = \frac{g}{\sin 45^\circ}$$

A través de la Tabla 2.4, se selecciona la garganta efectiva de la soldadura, para espesores de material de 3mm, por lo tanto se tiene que la garganta efectiva es de 3mm.

$$b = \frac{3 \text{ mm}}{\sin 45^\circ}$$

$$b = \frac{3 \text{ mm}}{\sin 45^\circ}$$

$$\mathbf{b = 4,24 \text{ mm}}$$

Finalmente se decide tomar una garganta de soldadura de 6 mm o a su equivalente de 1/4", debido a ser un valor estandarizado.

El área efectiva de la soldadura se calcula mediante la ecuación 2.7, además se sabe que la longitud de soldadura es:  $L_s = 75\text{mm}$ .

$$A_e = L_s \times g$$

$$A_e = 75 \text{ mm} \times 3\text{mm}$$

$$\mathbf{A_e = 225 \text{ mm}^2}$$

Se determina de la ecuación 2.9, la longitud efectiva del cordón de soldadura:

$$L_e = L_s - 2g$$

$$L_e = 75\text{mm} - 2(3 \text{ mm})$$

$$\mathbf{L_e = 69 \text{ mm}}$$

Para el diseño de la soldadura en la estructura se considera:

- Material base, acero ASTM A500.
- Material de aporte, E6010. (**Ver Anexo C.9**)
  - Límite de Fluencia  $S_y=330\text{MPa}$  (48 KSI).
  - Resistencia a la tracción  $S_u=430\text{MPa}$  (62 KSI).
- Tipo de Unión, A tope.

El esfuerzo admisible para compresión simple en la soldadura se determina mediante la Tabla 2.6, utilizando el límite de fluencia del electrodo E6010 se tiene que:

$$\begin{aligned}\tau_{adm} &= 0,6 \cdot S_y \\ \tau_{adm} &= 0,6(48 \text{ KSI}) \\ \tau_{adm} &= \mathbf{28,80 \text{ KSI}}\end{aligned}$$

- **Cálculo del esfuerzo producido por la carga**

Del cálculo de la estructura Horno (3.1.3.-Cálculo de columnas horno), se elige la carga máxima que es:  $P = 2401 \text{ N}$

Aplicando la ecuación 2.10 y con la sección del área efectiva de la soldadura se tiene:

$$\begin{aligned}F_s &= \frac{P}{A} \\ F_s &= \frac{2401 \text{ N}}{225 \text{ mm}^2 \left| \frac{(1 \text{ m})^2}{(1000 \text{ mm})^2} \right|} \\ F_s &= 10,67 \text{ MPa} \left| \frac{1 \text{ KSI}}{6,8948 \text{ MPa}} \right| \\ F_s &= 10,67 \text{ MPa} \left| \frac{1 \text{ KSI}}{6,8948 \text{ MPa}} \right| \\ F_s &= \mathbf{1,55 \text{ KSI}}\end{aligned}$$

Se concluye que el esfuerzo del electrodo E6010 es mayor que el esfuerzo que se genera por la carga aplicada, lo que indica que el electrodo a utilizar para nuestro diseño de la estructura, cumple satisfactoriamente sin que exista falla alguna durante su vida útil.

### 3.4.- RELACIÓN DE ROTACIÓN.

#### 3.4.1.- Cálculo de la relación de rotación.

Se realizará el cálculo de la relación de rotación para los ejes tomando en consideración, de acuerdo a la teoría de diseño, que la velocidad máxima en el eje secundario es de 60 rpm. Además, se tomará una relación de rotación de 1:3 obtenido mediante la Tabla 2.7, considerando el diseño de un molde de un tanque cilíndrico.

Por lo tanto, se aplicará las formulas detalladas en la teoría de diseño.

Se sabe que la relación de rotación se obtiene mediante la ecuación 2.11:

$$RR = \frac{VRP}{VRS - VRP}$$

Reemplazando valores y despejándola velocidad de rotación del eje principal (*VRP*) resulta la siguiente ecuación.

$$VRP = \frac{VRS(RR)}{1 + RR}$$

$$VRP = \frac{60 \text{ rpm}(1/3)}{1 + 1/3}$$

$$\mathbf{VRP = 15 \text{ rpm}}$$

Por lo tanto:

Velocidad de rotación del eje principal perforado:  $VRP = 15 \text{ rpm}$

Velocidad de rotación del eje secundario macizo:  $VRP = 60 \text{ rpm}$

### **3.5.- CÁLCULO DE ENGRANAJES.**

Para el diseño de los engranajes cónicos de dientes rectos se considera que tanto el piñón como la rueda sean de las mismas características y dimensiones, debido a que el sistema es independiente al eje primario, es decir, que las revoluciones alcanzadas por el eje secundario no intervienen al eje primario, razón por la cual se ha optado por los siguientes datos:

**PIÑÓN.**

$$Z_1 = 48 \text{ dientes}$$

**RUEDA.**

$$Z_2 = 48 \text{ diente}$$

Además, se asume un módulo de  $m = 2,5 \text{ mm}$ , a partir del cual se determinará los cálculos correspondientes para el piñón y rueda.

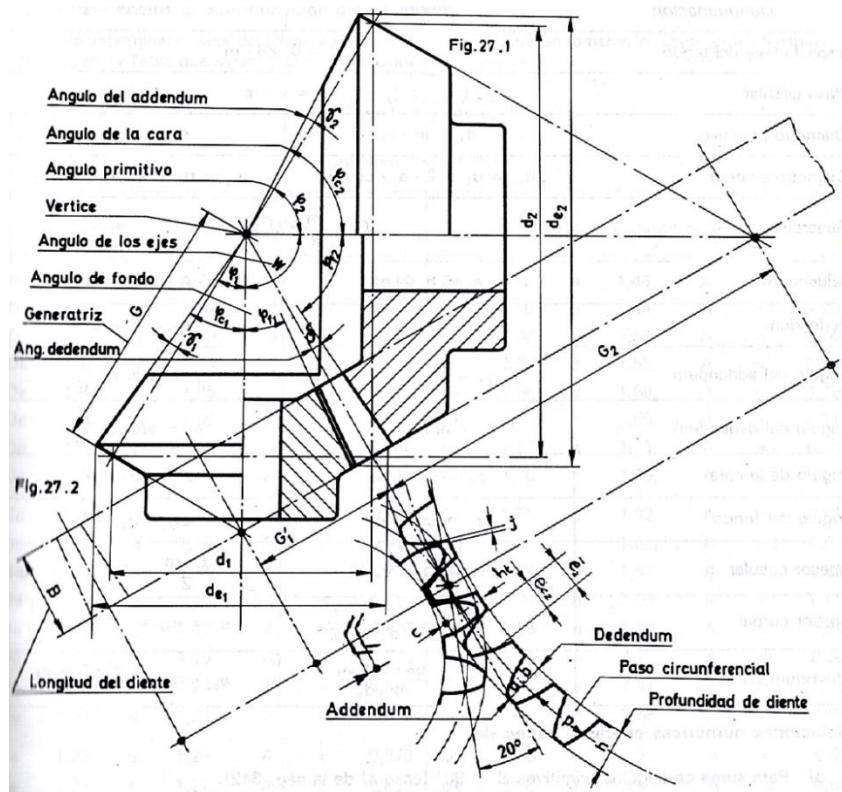


Figura 3.22: Terminología de los engranes cónicos.

Mediante las fórmulas detalladas en la teoría de diseño, se obtiene los siguientes resultados que se muestran en la tabla 3.2:

| <b>DENOMINACIÓN</b>                               | <b>PIÑÓN</b> | <b>RUEDA</b> |
|---|--------------|--------------|
| Ángulo de presión( $\alpha$ )                     | 20           |              |
| Ángulo entre ejes( $\Sigma$ )                     | 90           |              |
| Ángulo Primitivo( $\varphi_1$ ) y ( $\varphi_2$ ) | 45,00        | 45,00        |
| Número de dientes( $Z_1$ ) y ( $Z_2$ )            | 48           | 48           |
| Módulo ( $m$ )                                    | 2,5 mm       |              |
| Longitud del diente( $B$ )                        | 28,28 mm     |              |
| Profundidad del diente( $h$ )                     | 5,47 mm      |              |
| Profundidad del trabajo( $h_t$ )                  | 5 mm         |              |
| Juego entre dientes( $j$ )                        | 0,075 mm     |              |
| Espacio libre del fondo( $c$ )                    | 0,47 mm      |              |
| Paso circular( $p$ )                              | 7,85 mm      |              |
| Diámetro primitivo( $d_1$ ) y ( $d_2$ )           | 120 mm       | 120 mm       |
| Diámetro exterior( $d_{e1}$ ) y ( $d_{e2}$ )      | 123,54 mm    | 123,54 mm    |
| Generatriz( $G$ )                                 | 84,85 mm     |              |
| Addendum ( $a_1$ ) y ( $a_2$ )                    | 2,5 mm       | 2,5 mm       |
| Dedendum ( $b_1$ ) y ( $b_2$ )                    | 2,97 mm      | 2,97 mm      |

Tabla 3.2. Dimensiones del Piñón-Rueda.



Se calcula el ancho de cara requerido del piñón ( $F$ ) el mismo que nos servirá para los cálculos del eje secundario, mediante la siguiente ecuación:

$$F = \frac{10}{Pd} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Dónde:

$Pd$ : Paso Diametral.

El paso diametral se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Pd = \frac{Z_1}{d_1} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Se reemplaza valores en la ecuación anterior:

$$Pd = \frac{48 \text{ dientes}}{120 \text{ mm}}$$

$$Pd = 0,4/mm$$

Asimismo, el ancho de cara es:

$$F = \frac{10}{0,4/mm}$$

$$F = 25 \text{ mm}$$

Con el valor obtenido del ancho de cara, se calcula el diámetro medio del piñón, mediante la siguiente ecuación:

$$d_{med} = d_1 - F \sin \varphi_1 \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Se sustituye valores en la ecuación anterior:

$$d_{med} = 120 \text{ mm} - (25 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ)$$

$$d_{med} = 102,32 \text{ mm}$$

Y por ende, se obtiene el radio medio el cual será:

$$r_{med} = \frac{d_{med}}{2}$$

$$r_{med} = \frac{102,32 \text{ mm}}{2} \left| \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right|$$

$$r_{med} = 0,05116 \text{ m}$$

El material a fabricar los piñones es en acero 705 o AISI 4340 con un tratamiento térmico consistente en un templeado y revenido para aliviar tensiones.

### 3.6.- CÁLCULO DE EJES.

#### 3.6.1.- Diseño del diámetro del eje principal.

Para el diseño del eje principal se considera:

- El eje debe ser perforado para que ingrese en su interior el eje secundario.
- Solo existirá una carga crítica que es de 1000 Kgf = 9800 N.

Planteado estas consideraciones se procede a realizar el diseño y cálculo correspondiente. Se realiza un análisis mediante un diagrama de cuerpo libre donde se indica las cargas y reacciones que actúan en el eje.

Existen dos reacciones que se originan en los cojinetes de apoyo como se muestra en la Figura 3.23.

Se conoce una carga puntal de:

$$P = 1000 \text{ Kgf} = 9800 \text{ N} = 9,8 \text{ kN}$$

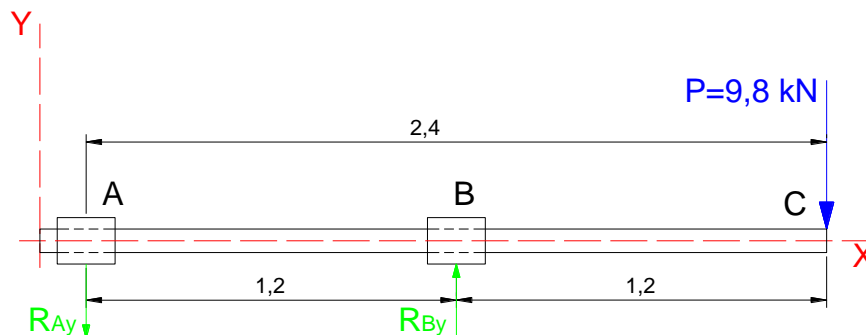


Figura 3.23: Diagrama de Cuerpo Libre Eje Principal.

Se calcula las reacciones mediante ecuaciones de equilibrio y de momentos, por lo tanto se tiene:

- **Cálculo de reacciones.**

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_Y &= 0 \\
 -R_{AY} + R_{BY} - 9,8 \text{ kN} &= 0 \\
 R_{AY} &= 9,80 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

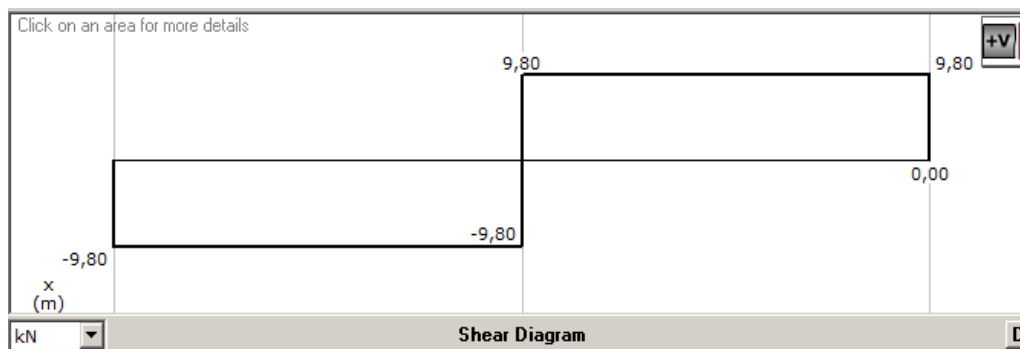
$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum M_A &= 0 \\
 (1,2 \text{ m}) R_{BY} &= 9,8 \text{ kN}(2,4 \text{ m}) \\
 R_{BY} &= 19,60 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

- **Cálculo de momentos:**

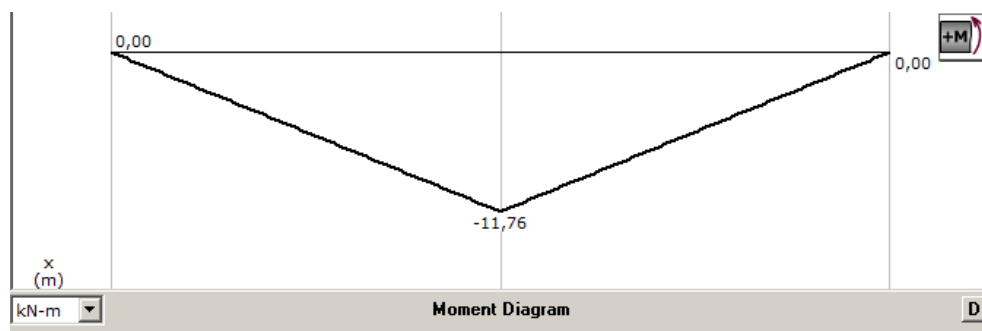
$$\begin{aligned}
 M_1 &= 9,8 \text{ kN} \times 1,2 \text{ m} \\
 M_1 &= 11,76 \text{ kN.m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_2 &= 9,8 \text{ kN} \times 1,2 \text{ m} \\
 M_2 &= 11,76 \text{ kN.m}
 \end{aligned}$$

Mediante el programa MD Solids 3.5, se realiza los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, los mismos que se visualizan en la Figura 3.24 y 3.25, respectivamente.



**Figura 3.24:** Diagrama de Fuerza Cortante.



**Figura 3.25:** Diagrama del Momento Flexionante.

### 3.6.2.- Cálculo del diámetro del eje principal.

Se calcula el diámetro del eje perforado aplicando la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles, se sabe que el material a utilizar es el acero SAE 1518óSKF 280 para trabajo en caliente con una resistencia a la fluencia de  $S_y = 95Kg/mm^2(932MPa)$  a una temperatura de  $450\text{ }^\circ\text{C}$  (Ver Anexo C.10):

De los cálculos realizados se toma:

$$M_{m\acute{a}x} = 11,76\text{ kN.m}$$

Se considera un factor de seguridad de  $n = 2$ . Según la justificación dada en la teoría de diseño (2.7.3.-Teoría del esfuerzo cortante máximo para la falla estática). Además, se calcula el torque que se aplica en el eje mediante la siguiente ecuación:

$$T = F \cdot d \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Dónde:

$T$ : Torque

$F$ : Fuerza aplicada al eje.

$d$ : Distancia del eje.

$$T = (9,8\text{ kN})(2,4\text{ m})$$

$$T = 23,52\text{ kN.m}$$

Se reemplaza los valores del momento máximo y del torque en la ecuación 2.24, por lo tanto, se tiene el siguiente desarrollo:

$$d = \left[ \left( \frac{32n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$
$$d = \left[ \left( \frac{32(2)}{\pi(932MPa)} \right) ((11,76\text{ kN.m})^2 + (23,52\text{ kN.m})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$
$$d = \left[ \left( \frac{32(2)}{\pi(932 \times 10^6 N/m^2)} \right) ((11760,00\text{ N.m})^2 + (23520,00\text{ N.m})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = [(2,185 \times 10^{-8} m^2 / N)(26296,159 N.)]^{1/3}$$

$$d = 0,08314 m \left| \frac{1000 mm}{1 m} \right|$$

$$\mathbf{d = 83,14 m}$$

Con el obtenido, se procede a calcular el área para determinar tanto el diámetro interno como externo del eje principal, ya que se planteó que el eje debe ser perforado. Por lo tanto, se sabe que:

$$A_{eje macizo} = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$A_{eje macizo} = \frac{\pi}{4} (83,14 mm)^2$$

$$\mathbf{A_{eje macizo} = 5428,86 mm^2}$$

Con el área calculada se realiza una igualdad con el área del eje perforado para determinar el diámetro externo, considerando el diámetro interno de  $d_i = 56mm$ , (Ver Anexo C.5).

$$A_{eje macizo} = A_{eje hueco}$$

$$A_{eje hueco} = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

De la ecuación anterior se despeja el diámetro externo  $d_o$ , por lo que se tiene:

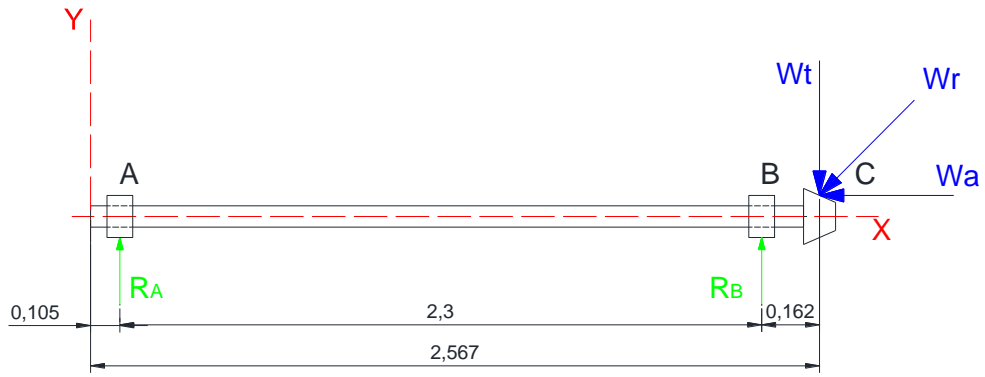
$$d_o = \sqrt{\frac{4(A_{macizo})}{\pi} + d_i^2} \qquad d_o = \sqrt{\frac{4(5428,86 mm^2)}{\pi} + (56 mm)^2}$$

$$\mathbf{d_o = 100,24 mm}$$

Para finalizar, con el diámetro del eje calculado se selecciona un eje perforado comercial de 100 x 56 x 2400 mm en material SKF 280 perforado. (Ver Anexo C.5).

### 3.6.3.- Diseño del diámetro del eje secundario.

Para el cálculo del eje secundario se considera como eje macizo. (Ver Figura 3.26).



**Figura 3.26:** Diagrama de Cuerpo Libre Eje Secundario.

Valores obtenidos mediante la Tabla 3.2 (Revisar Cálculo de engranajes).

| <b>Piñón:</b>                             | <b>Rueda:</b>                             |
|---|---|
| $Z_1 = 48 \text{ dientes}$                | $Z_2 = 48 \text{ dientes}$                |
| $d_{e1} = 123,54 \text{ mm}$              | $d_{e2} = 123,54 \text{ m}$               |
| Ángulo de presión:<br>$\alpha = 20^\circ$ | Ángulo entre ejes:<br>$\Sigma = 90^\circ$ |

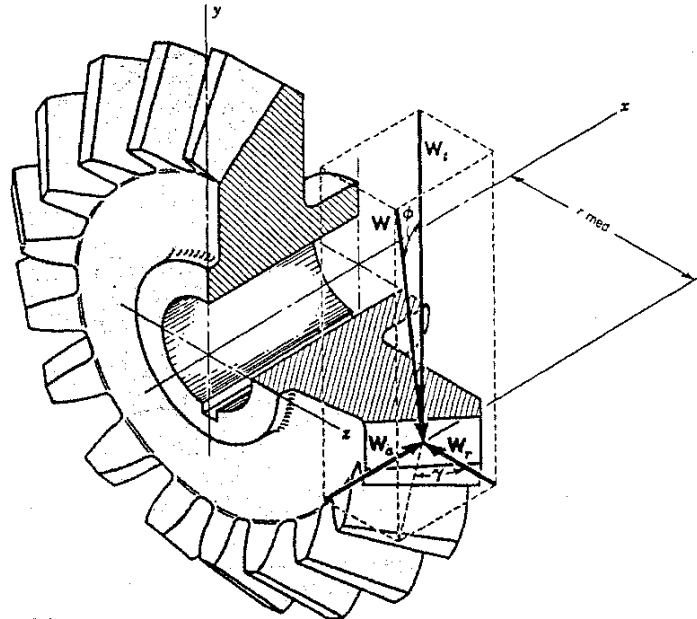
- **Cálculo ángulos primitivos.**

Los *ángulos primitivos* se encuentran relacionados mediante las ecuaciones 2.12 y 2.13:

$$\tan \varphi_1 = \frac{48}{48} \tan \varphi_2 = \frac{48}{48}$$

$$\varphi_1 = 45^\circ \quad \varphi_2 = 45^\circ$$

Se determina las cargas que se aplican en el piñón como se muestra en la Figura 3.27.



**Figura 3.27:** Diagrama de Cargas que se Ejerce en el piñón.

- **Carga Tangencial.**

Se sabe que la carga es de  $1000 \text{ Kgf} = 9800 \text{ N}$ . Por lo tanto, la carga tangencial es:

$$W_t = 9800 \text{ N} = 9,8 \text{ kN}$$

- **Carga Radial.**

La ecuación para el cálculo de la carga tangencial es:

$$W_r = W_t \cdot \tan \alpha \cos \varphi_2$$

$$W_r = 9,8 \text{ kN} \cdot \tan 20^\circ \cos 45^\circ$$

$$W_r = 2,522 \text{ kN}$$

- **Carga Axial.**

La carga axial está dada por la ecuación siguiente:

$$W_a = W_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2$$

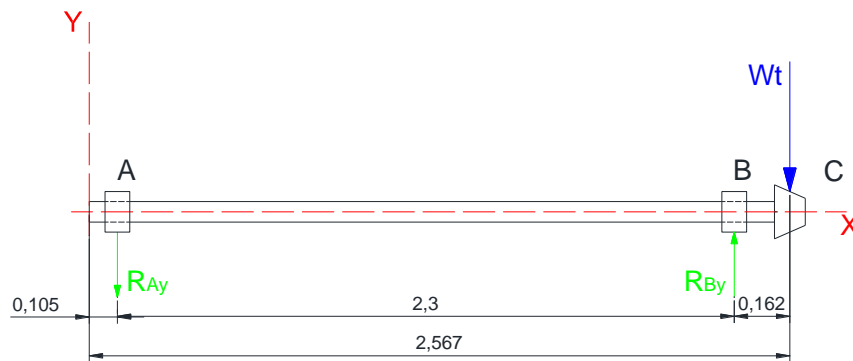
$$W_a = 9,8 \text{ kN} \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 45^\circ$$

$$W_a = 2,522 \text{ kN}$$

Se determina las reacciones producidas en los cojinetes los cuales soportan al eje, se realiza los diagramas de carga, fuerza cortante y momento flexionante para el eje, en los planos Plano XY y Plano XZ.

- **Plano XY.**

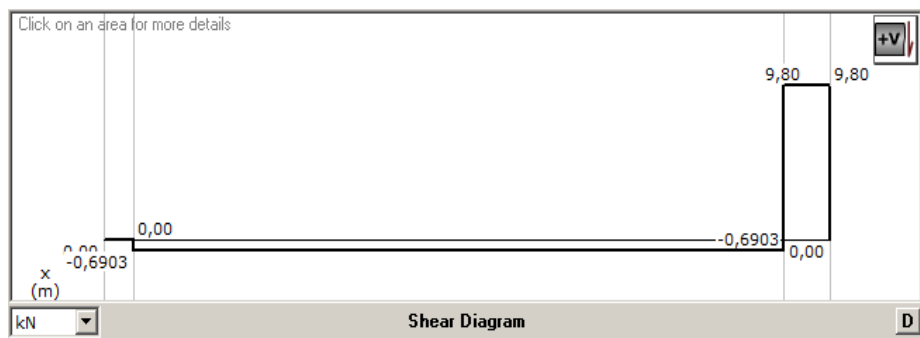
Se calcula las reacciones mediante ecuaciones de equilibrio y de momento, como se muestra en la figura 3.28:



**Figura 3.28:** Diagrama de Cuerpo Libre Plano XY.

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_Y &= 0 & +\uparrow \sum M_A &= 0 \\
 -R_{AY} + R_{BY} - 9,8 \text{ kN} &= 0 & (2,3 \text{ m}) R_{BY} &= 9,8 \text{ kN}(2,3 + 0,162 \text{ m}) \\
 \mathbf{R_{AY} = 0,69 \text{ kN}} & & \mathbf{R_{BY} = 10,49 \text{ kN}} &
 \end{aligned}$$

Mediante el software MDSolids 3.5 se obtiene los respectivos diagramas como se muestra en la Figura 3.29 y 3.30:



**Figura 3.29:** Diagrama Fuerza Cortante.

Con las reacciones obtenidas en los apoyos se realiza el cálculo de los momentos, por lo tanto se tiene el siguiente resultado:



$$M_1 = 0,69 \text{ kN} \times 2,3\text{m}$$

$$M_1 = 1,587 \text{ kN.m}$$

$$M_2 = 9,8 \text{ kN} \times 0,162\text{m}$$

$$M_2 = 1,587 \text{ kN.m}$$

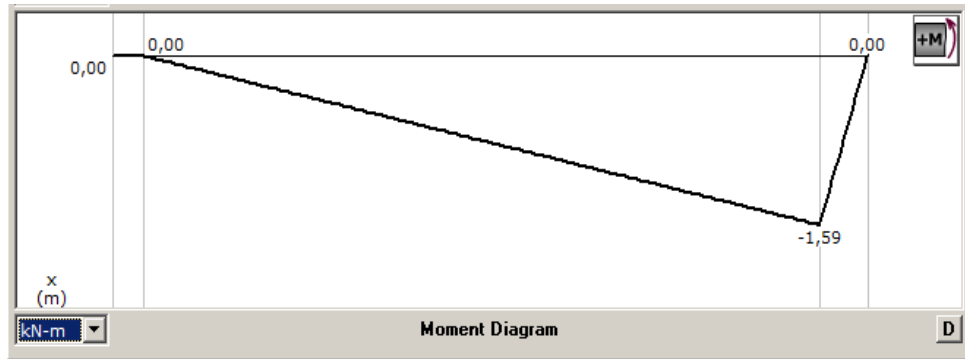


Figura 3.30: Diagrama Momento Flexionante.

- **Plano XZ.**

Se calcula las reacciones en el plano XZ mediante ecuaciones de equilibrio y de momento, como se muestra en la figura 3.31:

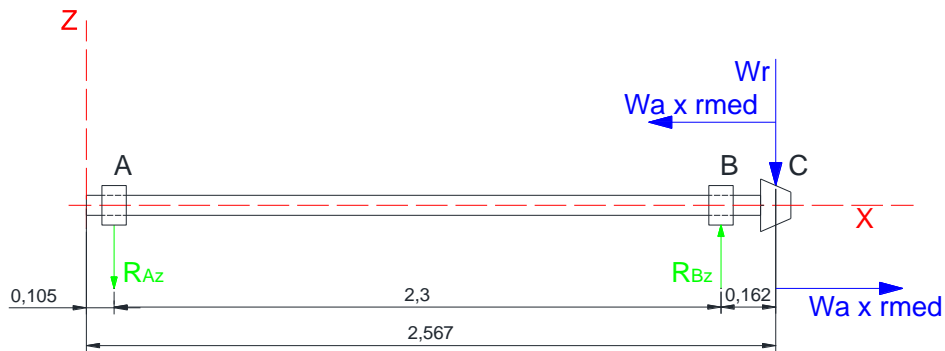


Figura 3.31: Diagrama de Cuerpo Libre Plano XZ.

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$+\uparrow \sum M_A = 0$$

$$-R_{Az} + R_{Bz} - 2,522 \text{ kN} = 0$$

$$2,3 \text{ m} R_{Bz} + 2,522 \text{ kN}(0,051\text{m}) = 2,522 \text{ kN}(2,462)\text{m}$$

$$R_{Az} = 0,12 \text{ kN}$$

$$R_{Bz} = 2,64 \text{ kN}$$

Mediante el software MDSolids 3.5 se obtiene los respectivos diagramas como se muestra en la Figura 3.32 y 3.33:

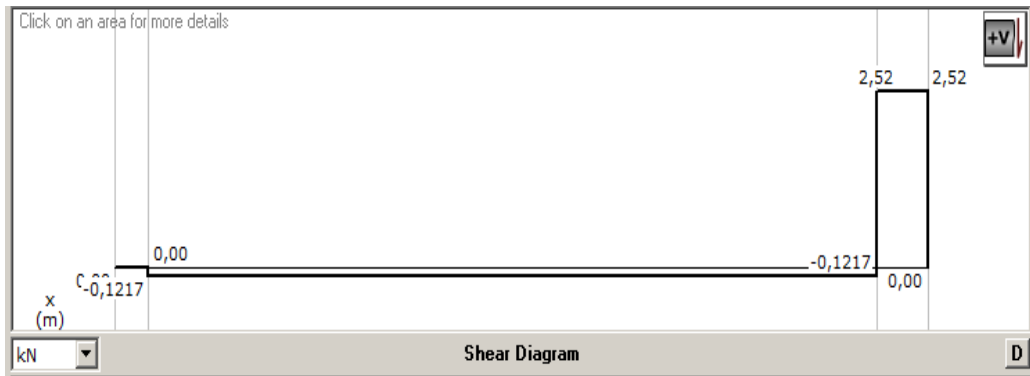


Figura 3.32: Diagrama Fuerza Cortante.

Con las reacciones obtenidas en los apoyos se realiza el cálculo de los momentos, por lo tanto se tiene:

$$M_3 = 0,12 \text{ kN} \times 2,3\text{m}$$

$$M_3 = 0,276 \text{ kN.m}$$

$$M_4 = 2,522 \text{ kN} \times 0,162\text{m}$$

$$M_4 = 0,408 \text{ kN.m}$$

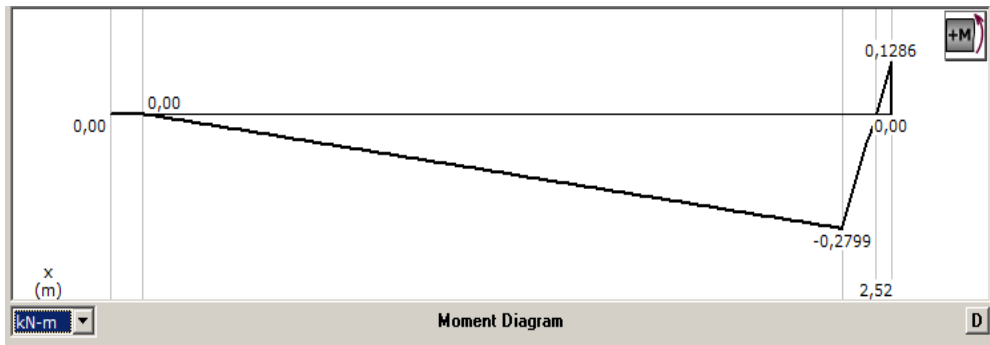


Figura 3.33: Diagrama Momento Flexionante.

- **Plano Axial.**

$$R_x = W_a = 2,522 \text{ kN}$$

- **Plano Torsional.**

$$T = W_t \times r_{\text{medio}}$$

$$T = 9800 \text{ N} \times 0,051 \text{ m}$$

$$T = 499,8 \text{ N.m} = 0,4998 \text{ kN.m}$$

- **Sección Crítica.**

El análisis se realiza en la sección crítica, mediante el cual facilitará la aplicación de las ecuaciones mencionadas en la teoría de diseño.

De los cálculos obtenidos, se determina las reacciones en el cojinete A y B, de manera que se tiene los siguientes valores:

**Reacción en el punto A.**

$$\mathbf{R_{AY} = 0,69 \text{ kN}}$$

$$\mathbf{R_{AZ} = 0,12 \text{ kN}}$$

Se determina un solo valor entre las reacciones en los planos XY y XZ, de forma que se obtiene en el punto A lo siguiente:

$$R_A = \sqrt{(0,69 \text{ kN})^2 + (0,12 \text{ kN})^2}$$

$$\mathbf{R_A = 0,70 \text{ kN}}$$

**Reacción en el punto B.**

$$\mathbf{R_{BY} = 10,49 \text{ kN}}$$

$$\mathbf{R_{BZ} = 2,64 \text{ kN}}$$

Se determina un solo valor entre las reacciones en los planos XY y XZ, de forma que se obtiene en el punto B lo siguiente:

$$R_B = \sqrt{(10,49 \text{ kN})^2 + (2,64 \text{ kN})^2}$$

$$\mathbf{R_B = 10,82 \text{ kN}}$$

Se determina el momento flexionante máximo en la sección crítica mediante la siguiente expresión:

$$\mathbf{M_1 = 1,587 \text{ kN.m}}$$

$$\mathbf{M_4 = 0,276 \text{ kN.m}}$$

$$M = \sqrt{(1,587 \text{ kN.m})^2 + (0,276 \text{ kN.m})^2}$$

$$\mathbf{M = 1,61 \text{ kN.m}}$$

Con los valores obtenidos de reacciones, torque y momentos, se realiza el cálculo en la sección más crítica, para determinar el diámetro del eje.

### 3.6.4.- Cálculo del diámetro del eje secundario.

Para el cálculo se aplica la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles y secciones macizas, mediante la ecuación 2.27 de la teoría de diseño:

$$d = \left[ \left( \frac{32n}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Para el cálculo correspondiente se utiliza la resistencia de fluencia del acero 705 o AISI 4340 de  $S_y = 70 \text{ kgf/mm}^2$  (686,5 MPa / 99,56 KSI) (**Ver Anexo C.11**). Se reemplaza los valores obtenidos mediante los cálculos en la ecuación anterior, se considera  $n = 2$ .

$$d = \left[ \left( \frac{32(2)}{\pi(686,5 \text{ Mpa})} \right) ((1,61 \text{ kN.m})^2 + (0,49 \text{ kN.m})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[ \left( \frac{32(2)}{\pi(686,5 \text{ Mpa})} \right) ((1,61 \text{ kN.m})^2 + (0,49 \text{ kN.m})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[ \left( \frac{32(2)}{\pi(686,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2)} \right) ((1610,0 \text{ N.m})^2 + (499,8 \text{ N.m})^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = [(2,967 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N})(1685,793 \text{ N.m})]^{1/3}$$

$$d = 0,0368 \text{ m} \left| \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \right|$$

$$\mathbf{d = 36,84 \text{ mm}}$$

Para finalizar, con el diámetro del eje calculado se selecciona en catálogos un eje comercial de 1 1/2" ó 38 mm en acero 705 o AISI 4340. (**Ver Anexo C.5**).

### 3.7.- CÁLCULO DEL SISTEMA MOTRIZ

#### 3.7.1.- Eje principal o Perforado.

- **Torque requerido para el sistema motriz.**

La fuerza que se aplica sobre los ejes es de 9800 N.

$$T = P \times r \quad \text{Ecuación 3.5}$$

El diámetro según lo calculado es de 4 pulgadas (101,6mm), por lo tanto se tiene un radio de:

$$r = \frac{d}{2}$$
$$r = \frac{101,6 \text{ mm}}{2} \left| \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right|$$
$$r = 0,0508 \text{ m}$$

De tal forma se tiene:

$$T = 9800 \text{ N} \times 0,0508 \text{ m}$$

$$T = 497,84 \text{ N.m}$$

- **Potencia del motor.**

La potencia a transmitir se determina con la ecuación 2.33:

$$n = 15 \text{ rpm}$$

$$P_o = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60} \quad P_o = 782,005 \text{ W}$$

$$P_o = \frac{(497,84 \text{ N.m}) \cdot 2\pi \cdot (15 \text{ rpm})}{60} \quad P_o = 0,782 \text{ KW} \left| \frac{1,34 \text{ HP}}{1 \text{ KW}} \right|$$

$$P_o = 1.047 \text{ HP}$$

- **Cálculo de la potencia efectiva.**

La potencia efectiva del motor, se obtiene mediante la ecuación 2.34:

$$P_{efectiva} = P_0 \times \eta$$

$\eta$ : Eficiencia del motor, se considera una eficiencia conservadora de 0.90%.<sup>64</sup>

$$P_{efectiva} = 1,047 \text{ HP} \times (0,90)$$

$$P_{efectiva} = 0,94 \text{ HP}$$

Con el cálculo obtenido de la potencia efectiva se puede realizar la selección del motorreductor, utilizando el software proporcionado por la página web DRIVEGATE (Ver Figura 3.34).

The screenshot shows the DRIVEGATE website interface. At the top, it says 'DRIVEGATE' and 'Bienvenido Santiago Jácome'. Below that are navigation tabs: 'Inicio', 'Selección y Solicitud de oferta', 'Ayuda', 'Datos personales', and 'Condiciones de uso'. The main area is titled 'DriveConfigurator' and contains several input fields for configuring a motor: 'Tipo motor:' (Motor DR - AC), 'País de uso:' (Otros países (IEC 60 Hz)), 'Potencia del motor P2 [kW] / Par Ma2 [Nm]:' (0,75 / ), 'Velocidad de salida na2 [1/min]:' (15), 'Factor de servicio fB2:' (0,9), and 'Clase con eficiencia internacional (IE):' (IE2 - Eficiencia alta). To the right of these fields is a 3D model of a red motor. Below the configuration fields is a table titled 'Resultados de la búsqueda' with the following data:

| Denominación                  | Clase eficiente | P [kW] | na [1/min] | Ma [Nm] | i      | fB   | na2 [1/min] | Factor con duración cíclica |
|-------------------------------|-----------------|--------|------------|---------|--------|------|-------------|-----------------------------|
| <a href="#">R77DRE80M4</a>    | IE2             | 0,75   | 12         | 600     | 145,67 | 1,35 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R77DRE80M4</a>    | IE2             | 0,75   | 14         | 500     | 121,42 | 1,65 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R77R37DRE80M4</a> | IE2             | 0,75   | 12         | 560     | 149    | 1,45 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R67DRE80M4</a>    | IE2             | 0,75   | 16         | 435     | 105,83 | 1,4  | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R57DRE80M4</a>    | IE2             | 0,75   | 19         | 370     | 89,71  | 1,2  | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R77DRE80M4</a>    | IE2             | 0,75   | 13         | 570     | 138,39 | 1,45 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R87DRE90M4</a>    | IE2             | 1,1    | 15         | 720     | 118,43 | 2,2  | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R77DRE90M4</a>    | IE2             | 1,1    | 21         | 495     | 81,8   | 1,65 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R87DRE90M4</a>    | IE2             | 1,1    | 14         | 760     | 124,97 | 2    | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R87DRE90M4</a>    | IE2             | 1,1    | 12         | 860     | 142,41 | 1,8  | 1740        | S1-100%                     |

At the bottom of the table, it says '45 Resultados de la búsqueda' and 'Nº de líneas: 10'.

**Figura 3.34:** Selección del Motorreductor.<sup>65</sup>

Finalmente, se selecciona un motorreductor lineal marca SIEMENS Modelo Z38-K4-80 de 1 HP, con 25 rpm a la salida, el cual cubre con las necesidades de torque y potencia para el eje principal. (Ver Anexo C.12.).

<sup>64</sup>ILLESCAS SÁNCHEZ, Darwin Geovany, Obtenido de la Tesis, Diseño y construcción de una tamizadora de arenas para moldes de fundición, publicado: 2011, página web: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/762/3/CAPITULO%202.pdf>

<sup>65</sup>DRIVEGATE, Selección Motorreductor, 2013. Página Web: <https://portal.drivegate.biz/configurator>

### 3.7.2.- Eje secundario o macizo.

- **Torque requerido para el sistema motriz.**

La fuerza que se aplica sobre los ejes es de 9800 N.

$$T = W_t \times r \quad \text{Ecuación 3.6}$$

El diámetro según lo calculado es de (45 mm), por lo tanto se tiene un radio de:

$$r = \frac{d}{2}$$
$$r = \frac{45 \text{ mm}}{2} \left| \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right|$$
$$\mathbf{r = 0,0225 \text{ m}}$$

Por lo tanto, el resultado es el siguiente:

$$T = 9800 \text{ N} \times 0,0225 \text{ m}$$

$$\mathbf{T = 220,5 \text{ N.m}}$$

- **Potencia del motor**

La potencia a transmitir se determina con la ecuación 2.33:

$$n = 60 \text{ rpm}$$

$$P_o = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60} \quad P_o = 1385,44 \text{ W}$$

$$P_o = \frac{(220,5 \text{ N.m}) \cdot 2\pi \cdot (60 \text{ rpm})}{60} \quad P_o = 1,385 \text{ KW} \left| \frac{1,34 \text{ HP}}{1 \text{ KW}} \right|$$

$$\mathbf{P_o = 1,85 \text{ HP}}$$

- **Cálculo de la potencia efectiva.**

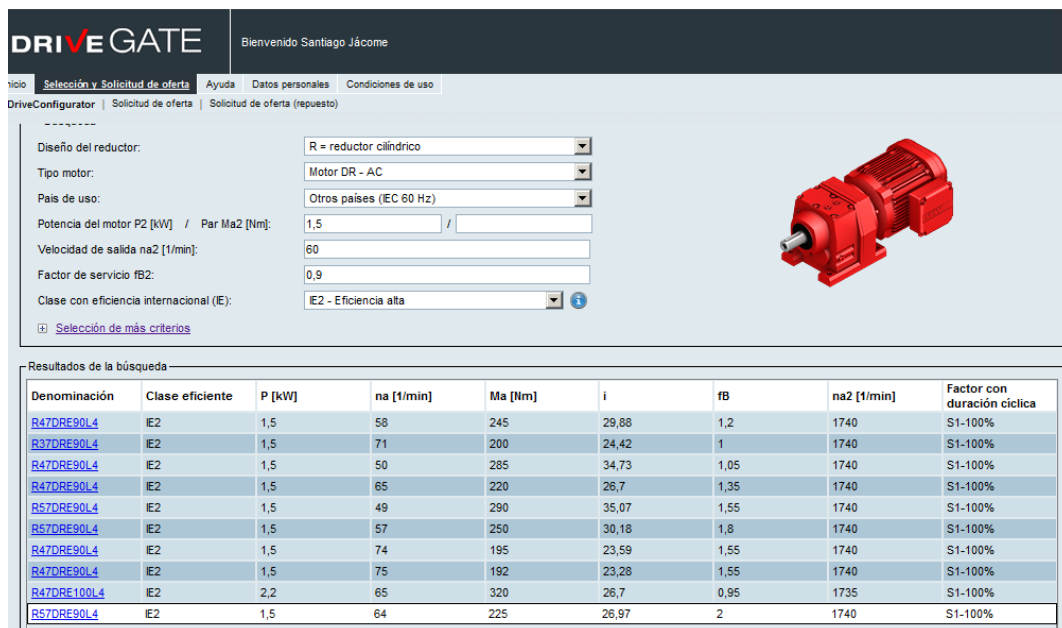
Aplicando la ecuación 2.34 se obtiene la potencia efectiva del motor para el eje secundario, con  $\eta = 90\%$ :

$$P_{efectiva} = P_0 \times \eta$$

$$P_{efectiva} = 1,85 \text{ HP} \times (0,90)$$

$$P_{efectiva} = 1,67 \text{ HP}$$

Con el cálculo obtenido de la potencia efectiva se puede realizar la selección del motorreductor, utilizando el software proporcionado por la página web DRIVEGATE (Ver Figura 3.35).



The screenshot shows the DRIVEGATE configurator interface. The top navigation bar includes 'Inicio', 'Selección y Solicitud de oferta', 'Ayuda', 'Datos personales', and 'Condiciones de uso'. Below this, there are tabs for 'DriveConfigurator', 'Solicitud de oferta', and 'Solicitud de oferta (repuesto)'. The main configuration area includes dropdown menus for 'Diseño del reductor' (R = reductor cilíndrico), 'Tipo motor' (Motor DR - AC), and 'País de uso' (Otros países (EC 60 Hz)). Input fields are provided for 'Potencia del motor P2 [kW]' (1,5), 'Velocidad de salida na2 [1/min]' (60), and 'Factor de servicio fB2' (0,9). A dropdown for 'Clase con eficiencia internacional (E)' is set to 'IE2 - Eficiencia alta'. A 3D model of a red motor is shown on the right. Below the configuration area, a table titled 'Resultados de la búsqueda' displays search results with columns for Denominación, Clase eficiente, P [kW], na [1/min], Ma [l/m], i, fB, na2 [1/min], and Factor con duración cíclica.

| Denominación                | Clase eficiente | P [kW] | na [1/min] | Ma [l/m] | i     | fB   | na2 [1/min] | Factor con duración cíclica |
|-----------------------------|-----------------|--------|------------|----------|-------|------|-------------|-----------------------------|
| <a href="#">R47DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 58         | 245      | 29,88 | 1,2  | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R37DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 71         | 200      | 24,42 | 1    | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R47DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 50         | 285      | 34,73 | 1,05 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R47DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 65         | 220      | 26,7  | 1,35 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R57DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 49         | 290      | 35,07 | 1,55 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R57DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 57         | 250      | 30,18 | 1,8  | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R47DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 74         | 195      | 23,59 | 1,55 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R47DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 75         | 192      | 23,28 | 1,55 | 1740        | S1-100%                     |
| <a href="#">R47DRE100L4</a> | IE2             | 2,2    | 65         | 320      | 26,7  | 0,95 | 1735        | S1-100%                     |
| <a href="#">R57DRE90L4</a>  | IE2             | 1,5    | 64         | 225      | 26,97 | 2    | 1740        | S1-100%                     |

**Figura 3.35:** Selección del Motorreductor.<sup>66</sup>

Finalmente, se escoge un motorreductor lineal marca SIEMENS Modelo Z38-K4-90 de 2 HP, con 51 rpm a la salida, el cual cubre con las necesidades de torque y potencia para el eje secundario (**Ver Anexo C.12**).

<sup>66</sup>DRIVEGATE, Selección Motorreductor, 2013. Página Web: <https://portal.drivagate.biz/configurator>



### 3.8.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

#### 3.8.1.- Rodamiento para el eje secundario.

Para la selección de los rodamientos se tomará en consideración la teoría de diseño, aplicando la capacidad de carga estática para su selección, debido a que se tienen cargas aplicadas en sentido radial y axial, en el eje secundario.

#### Condiciones:

- Se seleccionará un rodamiento de bolas de una hilera.
- La carga máxima determinará la clase de rodamiento para los dos puntos de apoyo.

Como se pudo observar en la sección de cálculos del eje secundario se determinó que en el apoyo del punto B (Ver Figura 3.36), existen cargas mayores con respecto al punto A, por lo tanto las cargas máximas son:

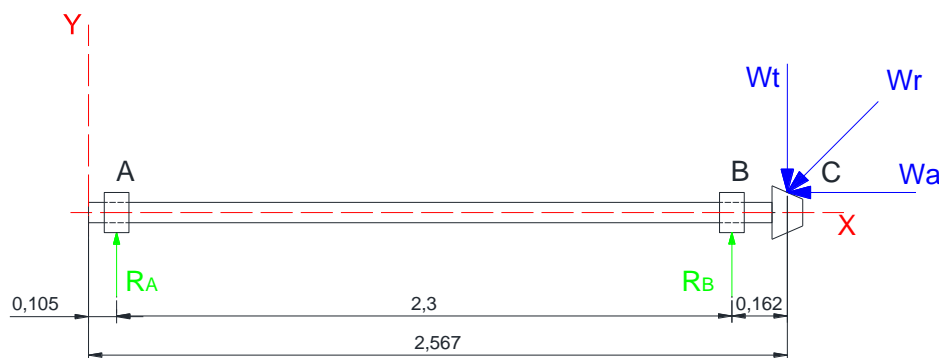


Figura 3.36: Diagrama de Cuerpo Libre Eje Secundario.

$$R_{BY} = 10,49 \text{ kN}$$

$$R_{BZ} = 2,64 \text{ kN}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{(10,49 \text{ kN})^2 + (2,64 \text{ kN})^2}$$

$$R_B = 10,817 \text{ kN} = F_r$$

$$W_a = 2,522 \text{ kN} = F_a$$

**Procedimiento:**

1. Se calcula la carga estática equivalente mediante la ecuación 2.12, por lo tanto:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Para los valores de  $X_0$  y  $Y_0$ , se obtiene de la Tabla 2.18, finalmente:

$$P_0 = (0,5)(10,817 \text{ kN}) + (1,4)(2,522 \text{ kN})$$

$$P_0 = 8,939 \text{ kN}$$

2. La capacidad de carga estática requerida  $C_0$  se puede calcular según la ecuación 2.28, por lo tanto:

$$C_0 = S_0 P_0$$

Para el valor de  $S_0$ , se selecciona de la Tabla 2.11:

$$C_0 = (0,5)(8,939 \text{ kN})$$

$$C_0 = 4,469 \text{ kN}$$

Con este valor obtenido se revisa el catálogo SKF (Ver Figura 3.37) y como se conoce el diámetro interno del rodamiento que es de 30 mm, se selecciona el siguiente rodamiento:

| Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, rodamientos SKF energéticamente eficientes (E2) |     |    |                      |       |                              |                         |                  |      |               |
|--|-----|----|----------------------|-------|------------------------------|-------------------------|------------------|------|---------------|
| Dimensiones principales  |     |    | Capacidades de carga |       | Carga límite de fatiga $P_u$ | Velocidades             |                  | Masa | Designación   |
| d  | D   | B  | C                    | $C_0$ |                              | Velocidad de referencia | Velocidad límite |      |               |
| mm   |     |    | kN                   |       | kN                           | rpm                     |                  | kg   | -             |
| 25   | 52  | 15 | 13,8                 | 7,65  | 0,325                        | 30000                   | 16000            | 0,13 | E2.6205-2Z/C3 |
| 25   | 62  | 17 | 22,9                 | 11,6  | 0,49                         | 27000                   | 15000            | 0,23 | E2.6305-2Z/C3 |
| 30   | 55  | 13 | 12,7                 | 7,35  | 0,31                         | 31000                   | 16000            | 0,12 | E2.6006-2Z/C3 |
| 30   | 62  | 16 | 19,5                 | 11,2  | 0,475                        | 26000                   | 14000            | 0,20 | E2.6206-2Z/C3 |
| 30   | 72  | 19 | 28,1                 | 15,6  | 0,67                         | 22000                   | 13000            | 0,35 | E2.6306-2Z/C3 |
| 35   | 72  | 17 | 25,5                 | 15,3  | 0,64                         | 22000                   | 12000            | 0,29 | E2.6207-2Z/C3 |
| 35   | 80  | 21 | 33,8                 | 19    | 0,815                        | 21000                   | 11000            | 0,46 | E2.6307-2Z/C3 |
| 40   | 80  | 18 | 30,7                 | 18,6  | 0,78                         | 19000                   | 10000            | 0,37 | E2.6208-2Z/C3 |
| 40   | 90  | 23 | 41                   | 24    | 1,02                         | 19000                   | 9900             | 0,63 | E2.6308-2Z/C3 |
| 45   | 85  | 19 | 32,5                 | 20,4  | 0,865                        | 18000                   | 9900             | 0,41 | E2.6209-2Z/C3 |
| 45   | 100 | 25 | 52,7                 | 31,5  | 1,34                         | 17000                   | 8700             | 0,83 | E2.6309-2Z/C3 |
| 50   | 110 | 27 | 62,4                 | 38    | 1,6                          | 15000                   | 7800             | 1,05 | E2.6310-2Z/C3 |
| 55   | 120 | 29 | 71,5                 | 45    | 1,9                          | 14000                   | 7300             | 1,35 | E2.6311-2Z/C3 |
| 60   | 130 | 31 | 81,9                 | 52    | 2,2                          | 13000                   | 6500             | 1,70 | E2.6312-2Z/C3 |

**Figura 3.37:** Catálogo SKF rodamientos de bolas de una hilera.

Finalmente se escoge un rodamiento rígido de bolas de una hilera de las siguientes características, (ver más características **Anexo C.13**):

**61907 SKF -  $d = 30 \text{ mm}$ ;  $D = 62 \text{ mm}$ ;  $B = 16 \text{ mm}$**

$$C_0 = 11,2 \text{ kN}$$

Se puede observar que la capacidad de carga estática calculada es menor a la carga estática real del rodamiento, por lo que soportará las cargas aplicadas en los rodamientos.

### 3.8.2.- Rodamiento para los ejes de la puerta.

Se selecciona un rodamiento de bolas de una hilera mediante el catálogo SKF con el diámetro del eje de 20mm. (Ver Figura 3.38), y con las siguientes características (ver Anexo C.13):

**61907 SKF -  $d = 20 \text{ mm}$ ;  $D = 52 \text{ mm}$ ;  $B = 15 \text{ mm}$**

| Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, rodamientos SKF energéticamente eficientes (E2) |    |    |                      |       |                              |                         |                  |        |               |
|--|----|----|----------------------|-------|------------------------------|-------------------------|------------------|--------|---------------|
| Dimensiones principales  |    |    | Capacidades de carga |       | Carga límite de fatiga $P_u$ | Velocidades             |                  | Masa   | Designación   |
| d  | D  | B  | C                    | $C_0$ |                              | Velocidad de referencia | Velocidad límite |        |               |
| mm   |    |    | kN                   |       | kN                           | rpm                     |                  | kg     | -             |
| 5  | 16 | 5  | 1,14                 | 0,38  | 0,016                        | 104000                  | 55000            | 0,005  | E2.625-2Z/C3  |
| 5  | 19 | 6  | 2,21                 | 0,95  | 0,04                         | 90000                   | 47000            | 0,009  | E2.635-2Z/C3  |
| 6  | 19 | 6  | 2,21                 | 0,95  | 0,04                         | 90000                   | 47000            | 0,0084 | E2.626-2Z/C3  |
| 7  | 19 | 6  | 2,21                 | 0,95  | 0,04                         | 90000                   | 47000            | 0,0075 | E2.607-2Z/C3  |
| 7  | 22 | 7  | 3,32                 | 1,37  | 0,06                         | 80000                   | 42000            | 0,013  | E2.627-2Z/C3  |
| 8  | 22 | 7  | 3,32                 | 1,37  | 0,06                         | 80000                   | 42000            | 0,012  | E2.608-2Z/C3  |
| 8  | 24 | 8  | 3,71                 | 1,66  | 0,072                        | 75000                   | 37000            | 0,017  | E2.628-2Z/C3  |
| 9  | 24 | 7  | 3,71                 | 1,66  | 0,072                        | 75000                   | 37000            | 0,014  | E2.609-2Z/C3  |
| 9  | 26 | 8  | 4,62                 | 1,93  | 0,08                         | 70000                   | 36000            | 0,02   | E2.629-2Z/C3  |
| 10   | 26 | 8  | 4,62                 | 1,93  | 0,08                         | 70000                   | 36000            | 0,019  | E2.600-2Z/C3  |
| 10   | 30 | 9  | 5,07                 | 2,32  | 0,098                        | 61000                   | 32000            | 0,032  | E2.620-2Z/C3  |
| 10   | 35 | 11 | 8,32                 | 3,4   | 0,143                        | 55000                   | 29000            | 0,053  | E2.630-2Z/C3  |
| 12   | 28 | 8  | 5,07                 | 2,32  | 0,098                        | 66000                   | 33000            | 0,022  | E2.6004-2Z/C3 |
| 12   | 32 | 10 | 7,02                 | 3,1   | 0,132                        | 55000                   | 29000            | 0,037  | E2.6204-2Z/C3 |
| 12   | 37 | 12 | 9,95                 | 4,15  | 0,176                        | 49000                   | 25000            | 0,060  | E2.6304-2Z/C3 |
| 15   | 32 | 9  | 5,53                 | 2,75  | 0,118                        | 55000                   | 28000            | 0,030  | E2.6002-2Z/C3 |
| 15   | 35 | 11 | 7,8                  | 3,75  | 0,16                         | 47000                   | 25000            | 0,045  | E2.6202-2Z/C3 |
| 15   | 42 | 13 | 11,4                 | 5,3   | 0,224                        | 41000                   | 21000            | 0,082  | E2.6302-2Z/C3 |
| 17   | 35 | 10 | 5,85                 | 3     | 0,127                        | 49000                   | 25000            | 0,039  | E2.6003-2Z/C3 |
| 17   | 40 | 12 | 9,56                 | 4,75  | 0,2                          | 41000                   | 21000            | 0,065  | E2.6203-2Z/C3 |
| 17   | 47 | 14 | 13,8                 | 6,55  | 0,275                        | 37000                   | 19000            | 0,12   | E2.6303-2Z/C3 |
| 20   | 42 | 12 | 9,36                 | 5     | 0,212                        | 41000                   | 21000            | 0,069  | E2.6004-2Z/C3 |
| 20   | 47 | 14 | 12,7                 | 6,55  | 0,275                        | 35000                   | 19000            | 0,11   | E2.6204-2Z/C3 |
| 20   | 52 | 15 | 16,3                 | 7,8   | 0,34                         | 33000                   | 17000            | 0,14   | E2.6304-2Z/C3 |
| 25   | 47 | 12 | 11,1                 | 6,1   | 0,26                         | 35000                   | 18000            | 0,080  | E2.6005-2Z/C3 |

Figura 3.38: Catálogo SKF rodamientos de bolas de una hilera.

### 3.8.3.- Chumacera para el eje principal.

Se selecciona una chumacera de piso mediante el catálogo SKF con el diámetro del eje de 100 mm ó de 4 pulgadas. (Ver Figura 3.39)

| Product table filter |      |       |                |       |                    |                          |               |           |                |
|----------------------|------|-------|----------------|-------|--------------------|--------------------------|---------------|-----------|----------------|
| Principal dimensions |      |       |                |       | Basic load ratings |                          | Designations  |           |                |
| d                    | A    | H     | H <sub>1</sub> | L     | dynamic<br>C       | static<br>C <sub>0</sub> | Bearing unit  | Housing   | Bearing        |
| mm                   |      |       |                |       | kN                 |                          | -             |           |                |
| <b>74,612</b>        | 71,6 | 166,1 | 82,55          | 279   | 66,3               | 49                       | SY 2.15/16 RM | SY 515 U  | YAT 215-215    |
| <b>75</b>            | 74   | 166   | 82,5           | 275   | 66,3               | 49                       | SYJ 75 TF     | SYJ 515   | YAR 215-2F     |
| <b>76,2</b>          | 76,2 | 177   | 88,9           | 304,8 | 72,8               | 53                       | SYM 3. TF     | SYM 516 U | YAR 216-300-2F |
| <b>80</b>            | 78   | 176   | 88,9           | 292   | 72,8               | 53                       | SYJ 80 TF     | SYJ 516   | YAR 216-2F     |
| <b>90</b>            | 88   | 201   | 101,6          | 327   | 95,6               | 72                       | SYJ 90 TF     | SYJ 518   | YAR 218-2F     |
| <b>100</b>           | 95   | 226   | 115            | 380   | 124                | 93                       | SYJ 100 TF    | SYJ 520   | YAR 220-2F     |

**Figura 3.39:** Catalogo SKF rodamientos de bolas de una hilera.

Po lo tanto, la chumacera de piso tiene las siguientes características, (ver más características **Anexo C.13**):

$$\text{SYJ 100F: } d = 100 \text{ mm; } A = 95 \text{ mm; } H = 226 \text{ mm}$$

### 3.9.- SELECCIÓN DE CADENA Y CATARINA.

#### 3.9.1.- Eje principal o perforado.

Se inicia determinando la relación de velocidades en los ejes, ya que se tiene como dato las revoluciones de salida del motorreductor que es de 25 rpm. (**Ver Anexo C.12**).

Por lo tanto, se tiene lo siguiente:

1. Relación de velocidades tentativa es de:

$$R_v = \frac{n_1}{n_2}$$

Se sabe que:

$n_1$ : RPM de la catarina menor (25 RPM).

$n_2$ : RPM de la catarina mayor (15 RPM).

$$R_v = \frac{25}{15}$$

$$R_v = 1.67$$

2. De la Tabla 2.13, se elige el factor de servicio de:

$$\text{Factor de servicio} = 1.3$$

3. Se tiene que la potencia nominal para el eje principal según el cálculo del sistema motriz es de  $1 \text{ HP} \approx 0,745 \text{ KW}$ , por lo tanto la potencia de diseño es de:

$$P_d = P_{nominal} \times \text{Factor de servicio}$$

$$P_d = 0,745 \text{ KW} \times 1.3$$

$$P_d = \mathbf{0,969 \text{ KW}}$$

4. Se ingresa con la potencia de diseño y la velocidad en rpm de la catarina menor (**Ver Anexo B.2**), de manera que se tiene la siguiente selección:

Cadena número 16 A o ANSI 80 con un paso de:

$$p = \mathbf{25,40 \text{ mm} = 1 \text{ pulgada}}$$

5. Del **Anexo B.3**, se selecciona la cantidad de dientes de la catarina menor de:

$$N_1 = \mathbf{14 \text{ dientes}}$$

Se ingresa con la potencia de diseño de  $P_d = 0,969 \text{ KW} \approx 1,299 \text{ HP}$ .

6. Se obtiene la cantidad de dientes de la catarina mayor  $N_2$  mediante:

$$N_2 = R_v \times N_1$$

$$N_2 = 1.67 \times 14 \text{ dientes}$$

$$N_2 = 23.33 \text{ dientes}$$

$$N_2 = \mathbf{23 \text{ dientes}}$$

7. Se determina los diámetros de las catarinas.

Diámetro de la catarina menor:

$$D_{cat1} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin(180/14)}$$

$$D_{cat1} = \mathbf{114,15 \text{ mm}}$$

Diámetro de la catarina mayor:

$$D_{cat2} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin(180/23)}$$

$$D_{cat2} = \mathbf{186,54 \text{ mm}}$$

Finalmente, en la tabla 3.3 se detalla la selección del piñón-cadena para el eje principal:

| Número de Cadena | Paso (mm) | Diámetro del Rodillo (mm) | Nº de Dientes Catarina menor | Nº de Dientes Catarina Mayor | Lubricación        |
|------------------|-----------|---------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------|
| 80               | 25.4      | 15.875                    | 14                           | 23                           | Manual o por goteo |

Tabla 3.3. Características del piñón y cadena N° 80, según la norma DIN 8188.

### 3.9.2.- Eje secundario o macizo.

Se inicia determinando la relación de velocidades en los ejes, ya que se tiene como dato las revoluciones de salida del motorreductor que es de 51 rpm. (**Ver Anexo C.12**).

Por lo tanto, se tiene lo siguiente:

1. Relación de velocidades tentativa es de:

$$R_v = \frac{n_1}{n_2}$$

Se sabe que:

$n_1$ : RPM de la catarina menor (51 RPM).

$n_2$ : RPM de la catarina mayor (60 RPM).

$$R_v = \frac{51}{60}$$

$$R_v = \mathbf{0.85}$$

2. En la Tabla 2.13, se elige el factor de servicio de:

$$Factor\ de\ servicio = 1.3$$

3. Se tiene que la potencia nominal para el eje principal según el cálculo del sistema motriz es de  $2\ HP \approx 1,491\ KW$ , por lo tanto la potencia de diseño es de:

$$P_d = P_{nominal} \times Factor\ de\ servicio$$

$$P_d = 1,491\ KW \times 1.3$$

$$P_d = \mathbf{1,938\ KW}$$

4. Se ingresa con la potencia de diseño y la velocidad en rpm de la catarina menor (**Ver Anexo B.2**), de manera que se tiene la siguiente selección:

Cadena número 16 A o ANSI 80 con un paso de:

$$p = \mathbf{25,40\ mm = 1\ pulgada}$$

5. Del **Anexo B.3**, se selecciona la cantidad de dientes de la catarina menor de:

$$N_1 = \mathbf{16\ dientes}$$

Se ingresa con la potencia de diseño de  $P_d = 1,938\ KW \approx 2,598\ HP$ .

6. Se obtiene la cantidad de dientes de la catarina mayor  $N_2$  mediante:

$$N_2 = R_v \times N_1$$

$$N_2 = 0,85 \times 16 \text{ dientes}$$

$$N_2 = 13,60 \text{ dientes}$$

$$N_2 = \mathbf{14 \text{ dientes}}$$

7. Se determina los diámetros de las catarinas.

Diámetro de la catarina menor:

$$D_{cat1} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin(180/16)}$$

$$D_{cat1} = \mathbf{130,20 \text{ mm}}$$

Diámetro de la catarina mayor:

$$D_{cat2} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin(180/14)}$$

$$D_{cat2} = \mathbf{114,15 \text{ mm}}$$

8. La longitud tentativa de la cadena en número de pasos es:

Finalmente, en la tabla 3.3 se detalla la selección del piñón-cadena para el eje secundario:

| Número de Cadena | Paso (mm) | Diámetro del Rodillo (mm) | N° de Dientes Catarina menor | N° de Dientes Catarina Mayor | Lubricación        |
|------------------|-----------|---------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------|
| 80               | 25.4      | 15.875                    | 16                           | 14                           | Manual o por goteo |

Tabla 3.4. Características del piñón y cadena N° 80, según la norma DIN 8188.

### 3.10.- DISEÑO TÉRMICO.

En este tema se establecen determinadas consideraciones técnicas de diseño como son: tipo de materiales, temperaturas de fusión, temperatura de la cámara del horno, tiempos, etc.

Se escogerá los materiales más óptimos para que formen las paredes del horno haciendo hincapié en su factor de conductividad térmica para lograr mantener el calor dentro de la cámara, además se realiza un adecuado dimensionamiento de la cámara de combustión y se evalúan los coeficientes de transferencia de calor.

En base a los cálculos teóricos se seleccionara un quemador industrial eficiente para la etapa de calentamiento del horno y los tipos de combustible que se usan.

Se escogerá en base al funcionamiento del horno un tipo de ventilador centrífugo que cumpla con las condiciones de recirculación de aire forzado a las condiciones establecidas en nuestros parámetros.

### 3.10.1.- Parámetros de diseño del Horno.

|   |                |
|---|----------------|
| Tiempo máximo por ciclo:                      | 30 minutos.    |
| Temperatura ambiente:                         | 25°C (77°F).   |
| Temperatura máxima dentro del horno:          | 400°C (752°F). |
| Temperatura máxima dentro del molde supuesto: | 200°C (392°F). |
| Cantidad máxima de producción en un ciclo:    | 1000 Kg.       |
| Ciclos de trabajo:                            | 2              |

### Medidas del Horno:

|                   |          |
|-------------------|----------|
| Diámetro Externo: | 2400 mm. |
| Diámetro Interno: | 2194 mm. |
| Longitud:         | 2800 mm. |

### 3.10.2.- Materiales constitutivos de las paredes del horno

Aplicando la analogía entre flujo de calor y flujo eléctrico tenemos el siguiente sistema como se visualiza en la figura 3.40:



Figura 3.40: Esquema eléctrico de Conductividad Térmica.<sup>67</sup>

- **Dimensionamiento de la cámara del horno.**

Como se puede ver en la Figura 3.41, se tiene un aislante térmico recubierto por ambos lados por planchas roladas de acero inoxidable de espesor 1,5mm. La elección de estas planchas se hizo debido a varias características que tienen como

<sup>67</sup>Esquema eléctrico de Conductividad Térmica. Realizado en AutoCAD 2013 por autores.



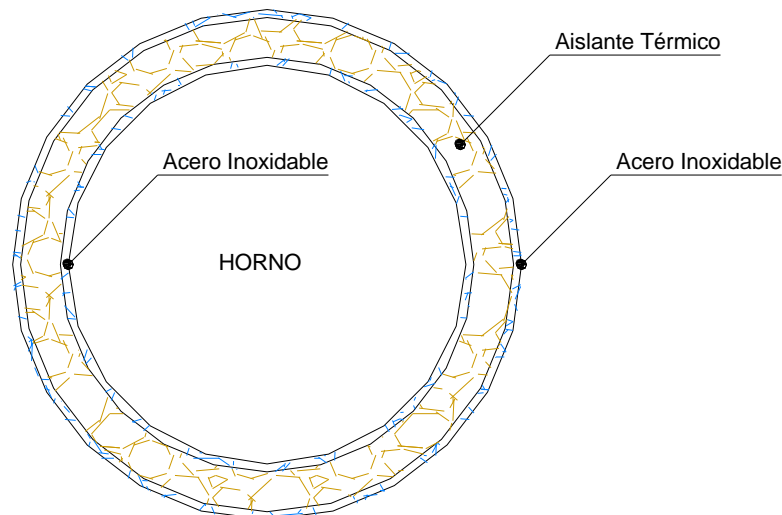
maleabilidad, resistencia, etc. Estas toman la forma del horno y van sujetas mediante remaches y soldadura según sea el caso.

### 3.10.3.- Propiedades del Acero Inoxidable AISI 304.

Se puede visualizar más propiedades en el **Anexo D.1**.

Conductividad Térmica:

$$K = 9,4 \frac{BTU}{hpie^{\circ}F} \left| \frac{1,730735 \frac{W}{m^{\circ}K}}{1 \frac{BTU}{hpie^{\circ}F}} \right| \quad K = 16,26 \frac{W}{m^{\circ}K}$$



**Figura 3.41:** Esquema Cámara del Horno.<sup>68</sup>

### 3.10.4.- Aislante térmico.

Para el horno se toma como aislante térmico lana de vidrio cuyas características técnicas se presentan en el **Anexo D.2**, para realizar esta elección se debe tomar en cuenta la temperatura de trabajo del horno y ver que no supere las condiciones de trabajo del aislante, así como también el espesor del aislamiento y la densidad.

Se asume un espesor del aislante térmico lana de vidrio de 100 mm.

- **Propiedades del aislamiento térmico.**

<sup>68</sup> Esquema Cámara de Horno. Realizado en AutoCAD 2013 por autores.

Cuando más alta es la temperatura de la cámara, tanto mayor es el valor correspondiente a las pérdidas de calor en las paredes, para disminuir este problema se utiliza un aislante con coeficientes de conductividad muy bajo.

Se utiliza como aislamiento térmico la lana de vidrio cuyas propiedades son:

$$\text{Lana de vidrio} \Rightarrow k_2 = 0,023 \frac{BTU}{hpie^{\circ}F}^{69}$$

- **Clase, dimensiones y peso de la carga.**

En lo que se refiere al peso de carga por cada ciclo se tomara en cuenta los 1000 Kg como máximo, indistintamente del número de moldes que se coloque en el brazo recto.

Como acotación para el cálculo de diseño, el molde supuesto esta realizado en láminas de aluminio soldadas de 3,6 mm de espesor, factor escogido en base a la teoría de diseño en el literal 2.14.1.2.-*Moldes de lámina soldada.*

### **3.10.5.- Cálculo de la cantidad total de calor suministrado por el sistema.**

El cálculo de la cantidad total suministrada al sistema en el horno, será igual a: la cantidad de calor necesario para el calentamiento de la carga (calor absorbido por la carga, determinada por unidad de tiempo), más las pérdidas producidas durante el tiempo de operación de dicho horno, es decir:

$$Q_s = Q_p + Q_c^{70} \qquad \text{Ecuación 3.7}$$

Dónde:

$Q_s$ : Calor suministrado por el sistema.

$Q_p$ : Pérdidas de Calor.

$Q_c$  = Calor absorbido por la carga.

---

<sup>69</sup>Karlekar B.V., Desmond R.M., Transferencia de Calor, Segunda edición

<sup>70</sup> Diseño y Construcción de un horno eléctrico para el secado del bobinado de motores de hasta 10 HP, Escuela Politécnica Nacional. <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/4639/1/CD-4270.pdf>

Las pérdidas de calor  $Q_p$  se producen por acumulación de calor en las paredes del horno, debido a la conducción, convección y radiación respectivamente (Ver Figura 3.42).

### 3.10.6.- Cálculo de las pérdidas de calor.

Coefficientes térmicos obtenidos del libro Transferencia de Calor de Karlekar. Ver Anexo D.3.

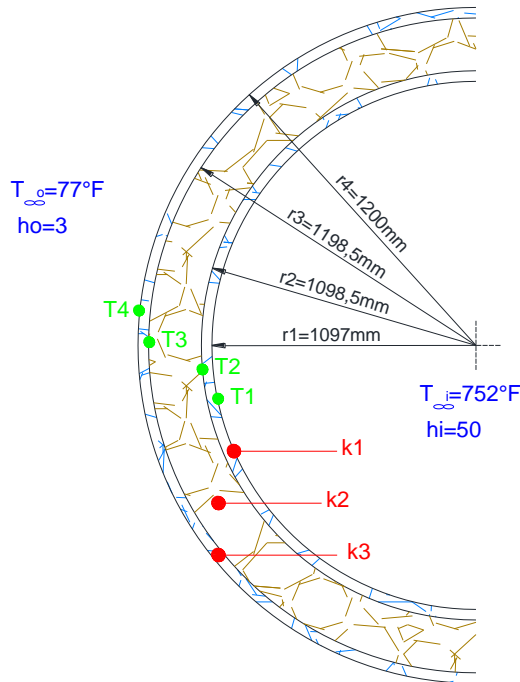


Figura 3.42: Grafico transferencia de calor en paredes del horno<sup>71</sup>

|                           |  |
|---------------------------|--|
| Aire convección libre:    | $h_o = 3 \frac{BTU}{hpie^2 \circ F}$   |
| Acero Inoxidable interno: | $k_1 = 9,4 \frac{BTU}{hpie \circ F}$   |
| Lana de vidrio:           | $k_2 = 0,023 \frac{BTU}{hpie \circ F}$ |
| Acero Inoxidable externo: | $k_3 = 9,4 \frac{BTU}{hpie \circ F}$   |
| Aire convección forzada   | $h_i = 50 \frac{BTU}{hpie^2 \circ F}$  |

<sup>71</sup>Grafico transferencia de calor en paredes del horno. Realizado en AutoCAD 2013 por autores.

### 3.10.7.- Resistencias térmicas por Convección y Conducción.

$$R_{hi} = \frac{1}{h_i 2\pi r_1 L}$$

$$R_{hi} = \frac{1}{\left(50 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right) (2\pi) (3.599071 \text{ pies}) (9,19 \text{ pies})} = 9,627 \times 10^{-5} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$R_{K1} = \frac{1}{2K_1 \pi L} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)$$

$$R_{K1} = \frac{1}{(2\pi) \left(9,4 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ\text{F}}\right) (9,19 \text{ pies})} \ln \left( \frac{3.603992 \text{ pies}}{3.599071 \text{ pies}} \right) = 2,5173 \times 10^{-6} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$R_{K2} = \frac{1}{2K_2 \pi L} \ln \left( \frac{r_3}{r_2} \right)$$

$$R_{K2} = \frac{1}{(2\pi) \left(0,023 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ\text{F}}\right) (9,19 \text{ pies})} \ln \left( \frac{3.932075 \text{ pies}}{3.603992 \text{ pies}} \right) = 0,06560 \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$R_{K3} = \frac{1}{2K_3 \pi L} \ln \left( \frac{r_4}{r_3} \right)$$

$$R_{K3} = \frac{1}{(2\pi) \left(9,4 \frac{BTU}{h \text{ pie } ^\circ\text{F}}\right) (9,19 \text{ pies})} \ln \left( \frac{3,936996 \text{ pies}}{3.932075 \text{ pies}} \right) = 2,3042 \times 10^{-6} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$R_{ho} = \frac{1}{h_o 2\pi r_4 L}$$

$$R_{ho} = \frac{1}{\left(3 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right) (2\pi) (3,936996 \text{ pies}) (9,19 \text{ pies})} = 1,4668 \times 10^{-3} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$Q = \frac{T_{\infty i} - T_{\infty o}}{R_{hi} + R_{K1} + R_{K2} + R_{K3} + R_{ho}}$$

$$Q_p = \frac{752^\circ\text{F} - 77^\circ\text{F}}{0,06717 \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}}$$

$$Q_p = 10049,05965 \frac{BTU}{h} \text{ Perdidas de calor en paredes}$$

### 3.10.8.- Cálculo de temperaturas en paredes del horno.

$$Q = \frac{T_{\infty i} - T_1}{h_i}$$

$$T_1 = T_{\infty i} - (Q \times h_i)$$

$$T_1 = 752^\circ\text{F} - \left[ (10049,05965 \frac{\text{BTU}}{h}) \times (9.628 \times 10^{-5} \frac{h^\circ\text{F}}{\text{BTU}}) \right]$$

$$\mathbf{T_1 = 751^\circ\text{F} = 399^\circ\text{C}}$$

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{Rk_1}$$

$$T_2 = T_1 - (Q \times Rk_1)$$

$$T_2 = 751^\circ\text{F} - \left[ (10049,05965 \frac{\text{BTU}}{h}) \times (9.628 \times 10^{-5} \frac{h^\circ\text{F}}{\text{BTU}}) \right]$$

$$\mathbf{T_2 = 750^\circ\text{F} = 398^\circ\text{C}}$$

$$Q = \frac{T_2 - T_3}{Rk_2}$$

$$T_3 = T_2 - (Q \times Rk_2)$$

$$T_3 = 750^\circ\text{F} - \left[ (10049,05965 \frac{\text{BTU}}{h}) \times (0.06560 \frac{h^\circ\text{F}}{\text{BTU}}) \right]$$

$$\mathbf{T_3 = 90^\circ\text{F} = 32^\circ\text{C}}$$

$$Q = \frac{T_3 - T_4}{Rk_3}$$

$$T_4 = T_3 - (Q \times Rk_3)$$

$$T_4 = 90^\circ\text{F} - \left[ (10049,05965 \frac{\text{BTU}}{h}) \times (0.06560 \frac{h^\circ\text{F}}{\text{BTU}}) \right]$$

$$\mathbf{T_4 = 89^\circ\text{F} = 31^\circ\text{C}}$$

### 3.10.9.- Cálculo de temperaturas en paredes del molde.

A través de la teoría del diseño se supone un molde de lámina soldada en Aluminio (2.14.1.2 Moldes de lámina soldada.) con un espesor ideal de 3,5 mm (Ver Figura 3.43).

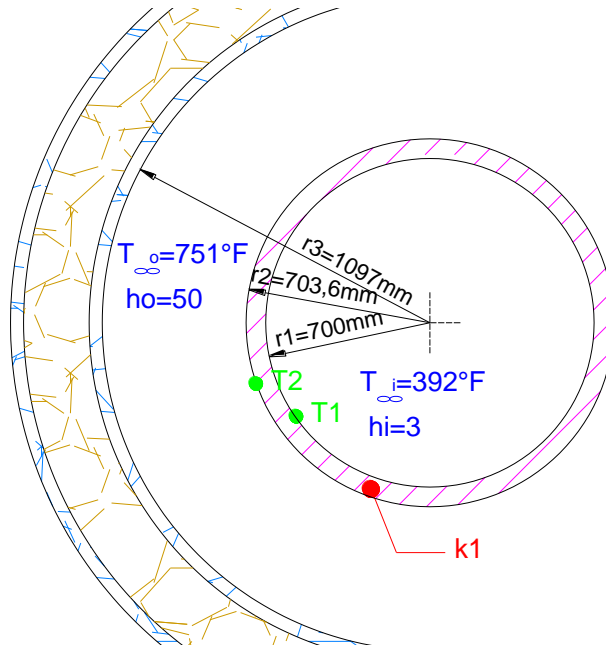


Figura 3.43: Gráfico transferencia de calor en el molde de Aluminio.<sup>72</sup>

$$R_{hi} = \frac{1}{h_i 2\pi r_1 L}$$

$$R_{hi} = \frac{1}{\left(3 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right) (2\pi)(2.296581 \text{ pies})(9,19 \text{ pies})} = 2,5146 \times 10^{-3} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$R_{K1} = \frac{1}{2K_1 \pi L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$$

$$R_{K1} = \frac{1}{(2\pi) \left(153 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right) (9,19 \text{ pies})} \ln\left(\frac{2.308392 \text{ pies}}{2.296581 \text{ pies}}\right) = 5.8087 \times 10^{-7} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

$$R_{ho} = \frac{1}{h_o 2\pi r_3 L}$$

$$R_{ho} = \frac{1}{\left(50 \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right) (2\pi)(3.599071 \text{ pies})(9,19 \text{ pies})} = 9,6276 \times 10^{-5} \frac{h \text{ } ^\circ\text{F}}{BTU}$$

<sup>72</sup>Gráfico transferencia de calor en el molde de Aluminio. Realizado en AutoCAD 2013 por autores.

$$Q = \frac{T_{\infty i} - T_{\infty o}}{R_{hi} + R_{K1} + R_{ho}}$$

$$Q = \frac{392^{\circ}\text{F} - 751^{\circ}\text{F}}{(2,5146 \times 10^{-3}) + (5.8087 \times 10^{-7}) + (9,6276 \times 10^{-5}) \frac{h^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}}$$

$$Q = -132609,8648 \frac{\text{BTU}}{h}$$

### 3.10.10.- Cálculo de Temperaturas en Paredes del Molde.

$$Q = \frac{T_{\infty i} - T1}{hi}$$

$$T1 = T_{\infty i} - (Q \times hi)$$

$$T1 = 392^{\circ}\text{F} - \left[ (-132609,8648 \frac{\text{BTU}}{h}) \times (2,5146 \times 10^{-3} \frac{h^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}) \right]$$

$$T1 = 725^{\circ}\text{F} = 385^{\circ}\text{C}$$

$$Q = \frac{T1 - T2}{Rk1}$$

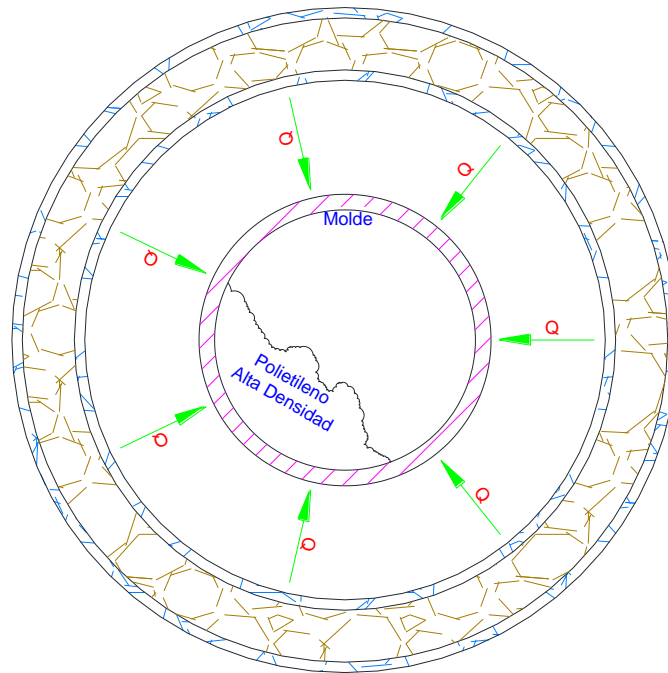
$$T2 = T1 - (Q \times Rk1)$$

$$T2 = 725^{\circ}\text{F} - \left[ (-132609,86485 \frac{\text{BTU}}{h}) \times (5.8087 \times 10^{-7} \frac{h^{\circ}\text{F}}{\text{BTU}}) \right]$$

$$T2 = 724^{\circ}\text{F} = 384^{\circ}\text{C}$$

### 3.10.11.- Cálculo del calor absorbido por la carga.

La posición de la carga en el interior del horno se ha dispuesto de tal manera que el flujo de calor producido para calentar sea uniforme como se muestra en la Figura 3.44.



**Figura 3.44:** Esquema de la carga en el interior de la cámara del horno.<sup>73</sup>

El flujo de calor en el interior del horno envuelve completamente a la superficie del molde con su respectiva carga.

Se calcula el calor absorbido por la carga para los materiales más comunes los cuales son el aluminio y el acero al carbono con la siguiente fórmula:

$$Q_c = m \times C_p \times \Delta T \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Dónde:

$Q_c$ : Calor absorbido por la carga.

$m$ : Masa del cuerpo que acumula el calor.

$C_p$ : Calor específico del cuerpo.

$\Delta T$ : Variación de la temperatura.

Para el cálculo se tomará en cuenta la cantidad máxima de producción en un ciclo de trabajo lo cual es 1000 Kg y se lo diseñará para dos ciclos.

<sup>73</sup>Esquema disposición de la carga en el interior de la cámara del horno.



**Opción 1: Calor absorbido por la carga para el material de Aluminio.**

*Cálculos para un ciclo de trabajo.*

$$Cp = 0,4 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} \quad \text{Ver tabla: 3.5}$$

$$m = 1000Kg = 2204.62lb$$

$$Qc1 = m \times Cp \times \Delta T$$

$$Qc1 = 2204.62lb \times 0,4 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} \times (752^{\circ}F - 77^{\circ}F)$$

$$Qc1 = 595247,4 BTU$$

Como son dos ciclos de trabajo con la misma carga entonces:

$$Qc1 = 595247,4 BTU \times \frac{2ciclos}{h}$$

$$Qc1 = 1190494,8 \frac{BTU}{h}$$

**Opción 2: Calor absorbido por la carga para el material Acero al Carbono.**

*Cálculos para un ciclo de trabajo.*

$$Cp = 0,21 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} \quad \text{Ver tabla: 3.5}$$

$$m = 1000Kg = 2204.62lb$$

$$Qc1 = m \times Cp \times \Delta T$$

$$Qc1 = 2204.62lb \times 0,21 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} \times (752^{\circ}F - 77^{\circ}F)$$

$$Qc1 = 312504,885 BTU$$

Como son dos ciclos de trabajo con la misma carga entonces:

$$Qc1 = 312504,885 BTU \times \frac{2ciclos}{h}$$

$$Q_{c1} = 625009,77 \frac{BTU}{h}$$

| Material                   | Density,<br>$\rho$<br>kg/m <sup>3</sup><br>(lb/ft <sup>3</sup> ) | Thermal<br>Conductivity,<br>K,<br>W/m K<br>(Btu/ft h F) | Specific Heat<br>Capacity,<br>C <sub>p</sub><br>J/kg K<br>(Btu/lb F) | Elastic<br>Modulus,<br>E<br>GN/m <sup>2</sup><br>(Mlb/in <sup>2</sup> ) | Coefficient of<br>Linear Thermal<br>Expansion, $\alpha_T$<br>10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> |
|----------------------------|--|---|--|---|---|
| Aluminum<br>(Duralumin)    | 2800 (175)   | 147 (153)   | 917* (0.4)   | 70 (10.2)   | 22.5  |
| Nickel<br>(Monel 400)      | 8830 (551)   | 21.7 (22.6)   | 419 (0.18)   | 179 (26)  | 14.1  |
| Carbon steel<br>(medium C) | 7860 (491)   | 51.9 (54)   | 486 (0.21)   | 206 (29.8)  | 12.2  |
| Stainless<br>steel (304)   | 7910 (494)   | 14.5 (15.1)   | 490 (0.21)   | 201 (29.2)  | 16.3  |

\* Value for pure aluminum

Tabla 3.5. Propiedades de Materiales para Moldes.

### 3.10.12.- Cálculo de calor absorbido por el Polietileno.

El polietileno de alta densidad (HDPE) será la materia prima a utilizar. Cuyas propiedades térmicas se muestran en la tabla 3.6.

*Cálculos para un ciclo de trabajo.*

*Temperatura aproximada dentro del molde = 392°F = 200°C*

*masa aproximada = 55Kg = 121.2541lb*

*Calor específico del Polietileno  $C_p = 1900 \frac{J}{Kkg} = 0,45448 \frac{BTU}{lb°F}$*

#### Propiedades Térmicas

|   |           |
|---|-----------|
| Calor Específico ( J K <sup>-1</sup> kg <sup>-1</sup> )                 | 1900      |
| Coefficiente de Expansión Térmica ( x10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> ) | 100-200   |
| Conductividad Térmica a 23C ( W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )       | 0,45-0,52 |
| Temperatura de Deflección en Caliente - 0.45MPa ( C )                   | 75        |
| Temperatura de Deflección en Caliente - 1.8MPa ( C )                    | 46        |
| Temperatura Máxima de Utilización ( C )                                 | 55-120    |

Tabla 3.6. Propiedades Térmicas del Polietileno.<sup>74</sup>

<sup>74</sup> GOOD FELLOW, Todos los materiales para Investigación Científica y Fabricación, 2013. Página Web: <http://www.goodfellow.com/S/Polietileno-Alta-Densidad.html>

$$Q_{c2} = m \times C_p \times \Delta T$$

$$Q_{c2} = 121,2541 \text{ lb} \times 0,45448 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times (752^\circ\text{F} - 392^\circ\text{F})$$

$$Q_{c2} = 19838,72281 \text{ BTU}$$

Como son dos ciclos de trabajo con la misma carga entonces:

$$Q_{c2} = 19838,72281 \text{ BTU} \times \frac{2 \text{ ciclos}}{h}$$

$$Q_{c2} = 39677,4456 \frac{\text{BTU}}{h}$$

Se considera para la sumatoria el calor absorbido con el material de aluminio por ser el más crítico y por lo tanto el flujo de calor total es:

$$Q_s = Q_p + (Q_{c1} + Q_{c2})$$

$$Q_s = 10049,05965 \frac{\text{BTU}}{h} + (1190494,8 \frac{\text{BTU}}{h} + 39677,4456 \frac{\text{BTU}}{h})$$

$$Q_s = 1240221,305 \frac{\text{BTU}}{h}$$

### 3.10.13.- Rendimiento teórico del horno.

El rendimiento en un sistema de calefacción está dado por la relación entre el calor absorbido por la carga ( $Q_{c1} + Q_{c2}$ ), para una determinada elevación de temperatura y el correspondiente calor suministrado por el sistema.

$$\text{Rendimiento}(\%) = \frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{Q_s} \times 100 \quad \text{Ecuación 3.9}$$

$$\text{Rendimiento}(\%) = \frac{1190494,8 \frac{\text{BTU}}{h} + 39677,4456 \frac{\text{BTU}}{h}}{1240221,305 \frac{\text{BTU}}{h}} \times 100$$

$$\text{Rendimiento}(\%) = 99\%$$

### **3.10.14.- Dimensionamiento del quemador.**

Para el dimensionamiento del quemador se utilizará los datos técnicos de la marca ECLIPSE, que es un fabricante mundial de productos y sistemas para calefacción industrial y aplicaciones de secado. En cuanto a la selección se partirá con la necesidad de utilizar quemadores para calentamiento de aire ya que es del tipo más adecuado para nuestro proceso de rotomoldeo.

### **3.10.15.- Quemadores para calentamiento de aire tipo AirHeat.**

Los quemadores AirHeat de Eclipse son quemadores en línea, ideales para generar grandes cantidades de aire caliente limpio. Las aplicaciones incluyen hornos, secadoras, incineradores de gases y otros equipos industriales similares. AirHeat brinda una operación simple y confiable; bajas emisiones de CO comparado a otros quemadores para calentamiento de aire en el mercado.

Todos los modelos presentan un ventilador de aire de combustión integral montado sobre la caja de acero del quemador. Suministrando el volumen de aire correcto y la presión correcta, el quemador permite una operación estable en un amplio rango de velocidades de conducto sin instalar una placa perfil alrededor del quemador. El quemador puede solicitarse para ventilador remoto en usos de aplicaciones con aire recirculado.

Por lo tanto, se parte del calor total “ $Q_s$ ” necesario para vencer las pérdidas en el horno.

$$Q_s = 1240221,305 \frac{BTU}{h}$$

En la Tabla 3.7, se puede ver los modelos del quemador, en esta se compara el valor  $Q_s$  vs la entrada máxima en Btu/h y se escoge el que más próximo esté.

| Available Sizes |                    |               |
|-----------------|--------------------|---------------|
| Burner Model    | Max. Input Btu/hr. | Max. Input kW |
| AH0050          | 500,000            | 147           |
| AH0100          | 1,000,000          | 293           |
| <b>AH0150</b>   | <b>1,500,000</b>   | <b>440</b>    |
| AH0200          | 2,000,000          | 586           |
| AH0250          | 2,500,000          | 733           |
| AH0300          | 3,000,000          | 879           |
| AH0350          | 3,500,000          | 1026          |
| AH0400          | 4,000,000          | 1172          |

**Tabla 3.7:** Tamaños disponibles del Quemador AirHeat v2.<sup>75</sup>

Se escoge por lo tanto el Quemador AirHeat v2 modelo AH0150 el cual nos proporciona 1,500.000 Btu/h (Ver Figura 3.45).



**Figura 3.45:** Quemador AirHeat v2

### 3.10.16.- Características del Quemador AirHeat v2 modelo AH0150.

- Disponible con ignición por chispa directa.
- Instalación simple con tomas de presión para gas, aire y cámara.
- Utiliza cualquier gas comercial disponible: gas natural, propano, butano y mezcla propano/butano.
- Las posibilidades de montaje del quemador incluyen montaje en ducto, montaje en pared con ranuras de paso de aire y montaje en pared mediante brida sellada.
- Temperatura máxima del proceso: 1500°F (815°C)

<sup>75</sup>Tamaños disponibles del Quemador AirHeat v2. Ver Anexo D.4.

### 3.10.17.- Rendimiento real del horno.

El rendimiento en un sistema de calefacción está dado por la relación entre el calor absorbido por la carga ( $Q_{c1} + Q_{c2}$ ), para una determinada elevación de temperatura y el correspondiente calor suministrado por el sistema o quemador.

La eficiencia del horno está en función del quemador y es el porcentaje del calor liberado en la llama que es absorbido por el fluido calentado. Los valores van de 70% al 95%.<sup>76</sup>

$$\text{Rendimiento}(\%) = \frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{Q_s} \times 100$$

$$\text{Rendimiento}(\%) = \frac{1190494,8 \frac{BTU}{h} + 39677,4456 \frac{BTU}{h}}{1500000 \frac{BTU}{h}} \times 100$$

$$\text{Rendimiento}(\%) = 82\%$$

Como se puede ver el rendimiento calculado del 82% está en un rango adecuado.

Debido a que se selecciona un solo quemador el flujo de gas necesario tomando en cuenta que se utilizará propano como combustible sería igual:

$$\text{Volumen de gas} = \frac{\text{Potencia Calorífica Total } (Q)}{\text{Poder Calorífico en bruto } (q)} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$$\text{Volumen de gas} = \frac{1240221,305 \frac{BTU}{h}}{2564 \frac{BTU}{pie^3}}$$

$$\text{Volumen de gas} = 483,706 \frac{pie^3}{h}$$

Para calcular el flujo estequiométrico de aire necesario conociendo  $\alpha$  que es igual a la proporción aire/gas (Ver Tabla 3.8).

---

<sup>76</sup> Tema 8. Hornos y Calderas. Página Web.  
<http://es.scribd.com/doc/17636565/Calderas-y-Hornos-PDF-2>

$$Volumen_{aire-estequiométrico} = \alpha \times Volumen\ de\ gas \quad \text{Ecuación 3.11}$$

$$Volumen_{aire-estequiométrico} = 23,82 \times 483,706 \frac{pe^3}{h}$$

$$Volumen_{aire-estequiométrico} = 11521,87 \frac{pie^3}{h}$$

Para calcular el flujo necesario de aire final del ventilador basado en la cantidad deseada de exceso de aire del 15 %:

$$Volumen\ de\ aire = (1 + exceso\ de\ aire\ \%) \times Volumen_{aire-estequiométrico}$$

$$Volumen\ de\ aire = (1 + 0,15) \times 11521,87 \frac{pie^3}{h}$$

$$Volumen\ de\ aire = (1 + 0,15) \times 11521,87 \frac{pie^3}{h}$$

$$Volumen\ de\ aire = 13250,15 \frac{pie^3}{h} = 220,84\ CFM$$

| Gas combustible              | Relación aire/gas estequiométrica*<br>$\alpha(\text{ft}^3_{\text{aire}}/\text{ft}^3_{\text{gas}})$ | Poder calorífico bruto<br>q (Btu/ft <sup>3</sup> ) |
|------------------------------|--|--|
| Gas Natural (Birmingham, AL) | 9.41   | 1,002 (40 MJ/m <sup>3</sup> )                      |
| Propano                      | 23.82  | 2,564 (102,5 MJ/m <sup>3</sup> )                   |
| Butano                       | 30.47  | 3,333(133,3 MJ/m <sup>3</sup> )                    |

\*Estequiométrico: Sin exceso de aire. Cantidad precisa de aire y gas para una combustión completa.

**Tabla 3.8.** Valores caloríficos de los gases combustibles.

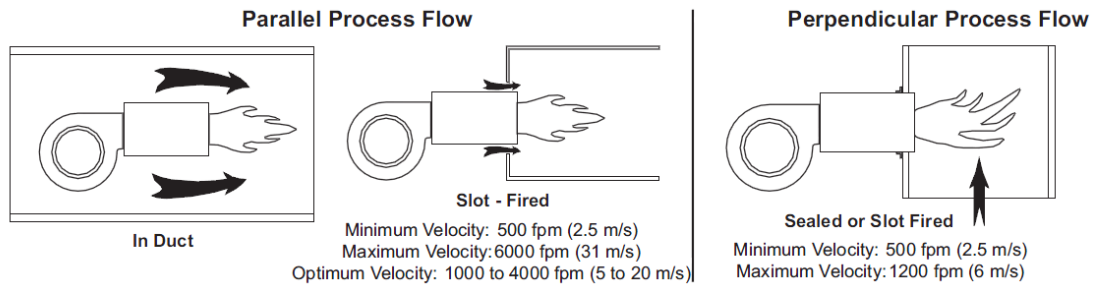
### 3.10.18.- Dimensionamiento del ventilador centrífugo.

Para el dimensionamiento del ventilador se utilizará datos técnicos de la marca GREENHECK, que es líder fabricante a nivel mundial de equipos para el control y manejo del aire que incluye, ventiladores, compuertas, louvers, campanas de cocinas, recuperador de energía y manejadoras de aire, desde el proceso de fábrica hasta el confort de la ventilación. Los productos Greenheck son utilizados en todos los tipos de aplicaciones comerciales, institucionales e industriales.

Para la selección del ventilador se utilizará un ventilador tipo centrífugo.

En la Figura 3.46, se ve las velocidades mínimas, máximas y óptimas en cuanto a la dirección del flujo de aire con respecto a la llama del quemador AirHeat v2 modelo AH0150.

Esta condición de velocidad se tomara para el dimensionamiento del ventilador centrífugo ya que estará en función de ese parámetro.



**Figura 3.46:** Parámetros del Flujo de Proceso.<sup>77</sup>

Se tomara el flujo de proceso paralelo y una velocidad óptima de 4000 pie/min, con este valor se ingresará en la Tabla 3.9, la cual nos muestra velocidades y caudales recomendados para sistemas de alta velocidad.

| CAUDAL MANEJADO POR EL DUCTO |                     | VELOCIDAD MÁXIMA |       |
|------------------------------|---------------------|------------------|-------|
| Pie <sup>2</sup> /min        | m <sup>2</sup> /seg | Pies/min         | m/seg |
| 60000 a 40000                | 1700 a 1133         | 6000             | 30.5  |
| 40000 a 25000                | 1133 a 708          | 5000             | 25.4  |
| 25000 a 15000                | 708 a 425           | 4500             | 22.9  |
| 15000 a 10000                | 425 a 283           | 4000             | 20.3  |
| 10000 a 6000                 | 283 a 170           | 3500             | 17.8  |
| 6000 a 3000                  | 170 a 85            | 3000             | 15.2  |
| 3000 a 1000                  | 85 a 28             | 2500             | 12.7  |

**Tabla 3.9.** Velocidades recomendadas para sistemas de alta velocidad<sup>78</sup>

Con la velocidad de 4000 pie/min se escogerá un caudal manejado por el ducto de 10000 pie<sup>3</sup>/min.

<sup>77</sup> Parámetros del Flujo de Proceso. **Ver Anexo D.4.**

<sup>78</sup> Velocidades recomendadas para sistemas de alta velocidad. Página Web.

<http://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/disec3b1o-de-conductos-de-aire.pdf>



Con los datos obtenidos de Caudal y Velocidad se decidirá la presión estática con la ayuda del software “Design Tools Duct Sizer Version 6.4” (Ver Figura 3.47).

Datos a ingresar en el software:

$$\text{Caudal recomendado} = 10000 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} (\text{CFM})$$

$$\text{Velocidad Optima Promedio: } 4000 \frac{\text{pie}}{\text{min}} (\text{FPM})$$

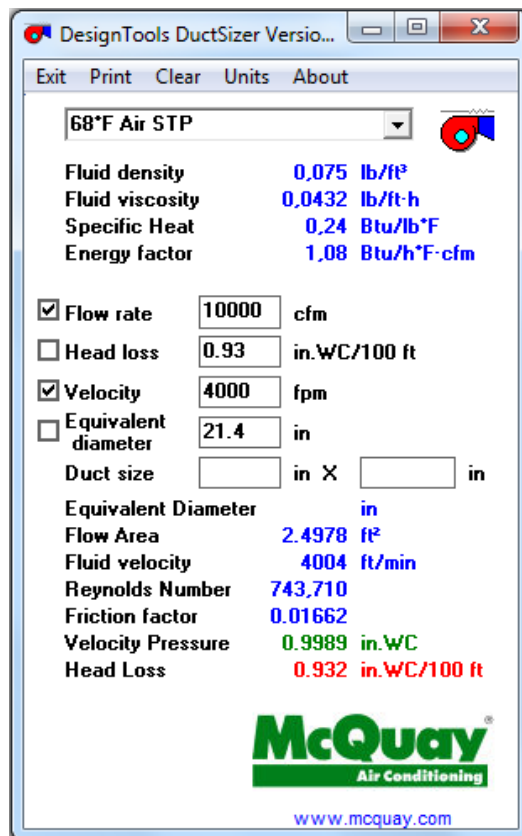


Figura 3.47: Presión estática (Design Tools Duct Sizer Version 6.4)

Se obtiene el valor “Head Loss” o caída de presión estática al cual se lo designara con las letras “Sp”. Por lo tanto.

Se ingresa la temperatura, presión estática y caudal recomendado en el programa computarizado de productos Greenheck (CAPS), el cual es un software para la selección de productos de ventilación.

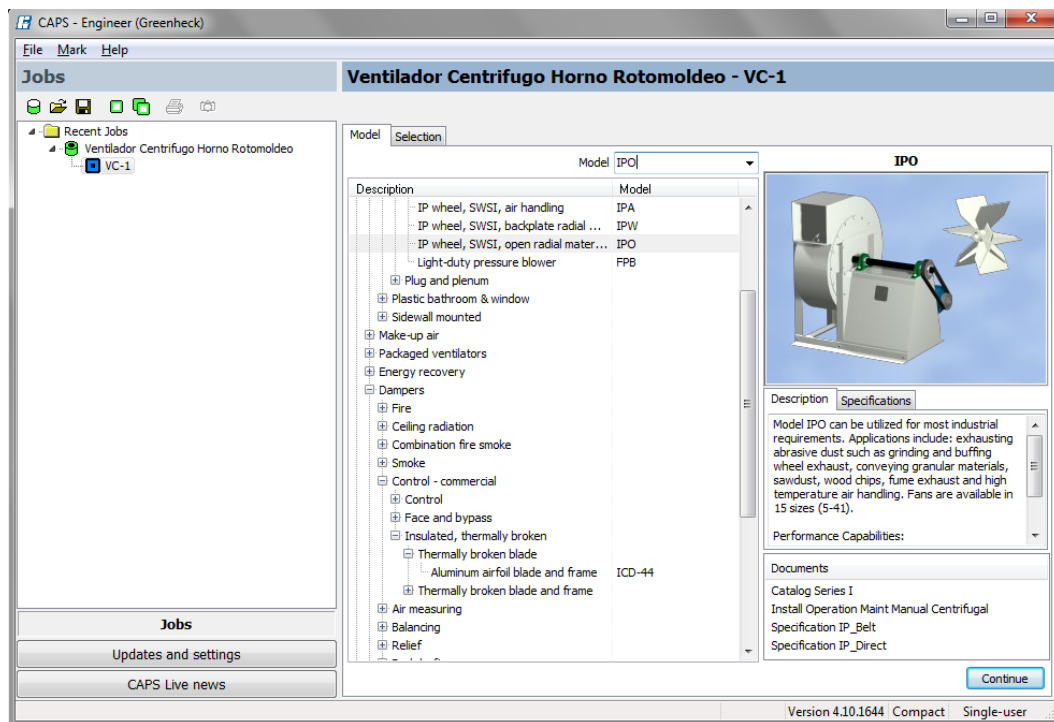
Datos a ingresar en el software:

$$\text{Presión estática} = 0,93 \frac{\text{inch. WC}}{100 \text{ pies}}$$

$$\text{Caudal recomendado} = 10000 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \text{ (CF)}$$

$$\text{Temperatura del flujo de aire} = 700^\circ\text{F} = 372^\circ\text{C}$$

Se escogerá un modelo de ventilador centrífugo para procesos industriales que están diseñados para brindar un funcionamiento confiable en ambientes difíciles en el manejo de aire a altas temperaturas, altas presiones estáticas y manejo de materiales como se muestra en la Figura 3.48 y Figura 3.50.



**Figura 3.48:** Selección modelo ventilador centrífugo. (CAPS – Engineer Greenheck)

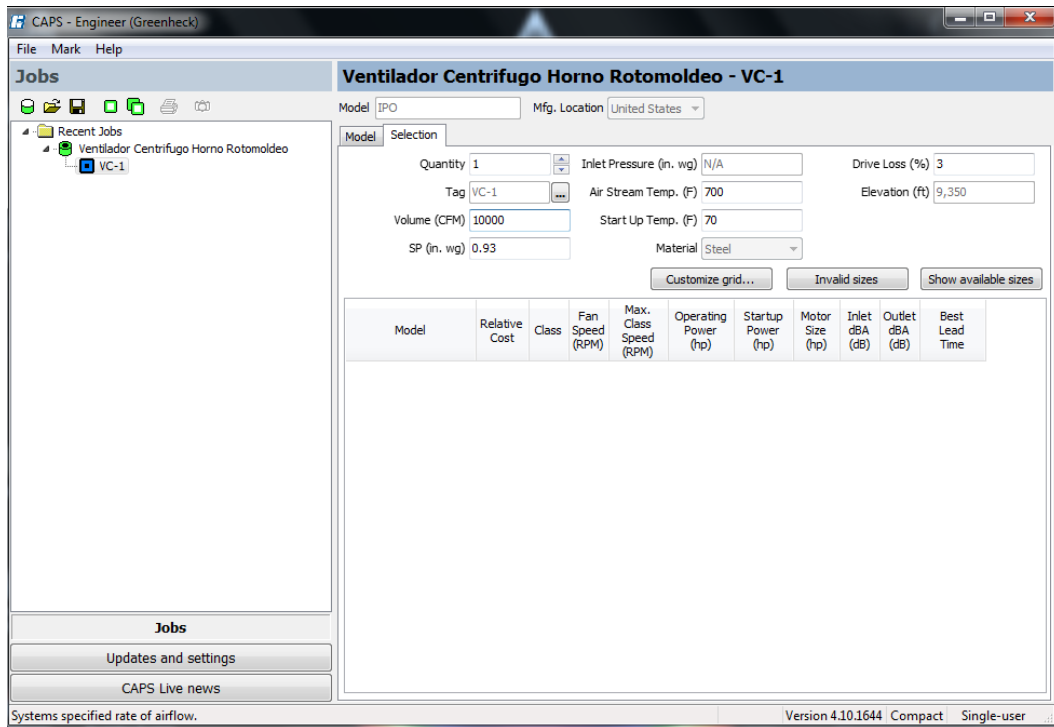


Figura 3.49: Ingreso de parámetros para selección. (CAPS – Engineer Greenheck)

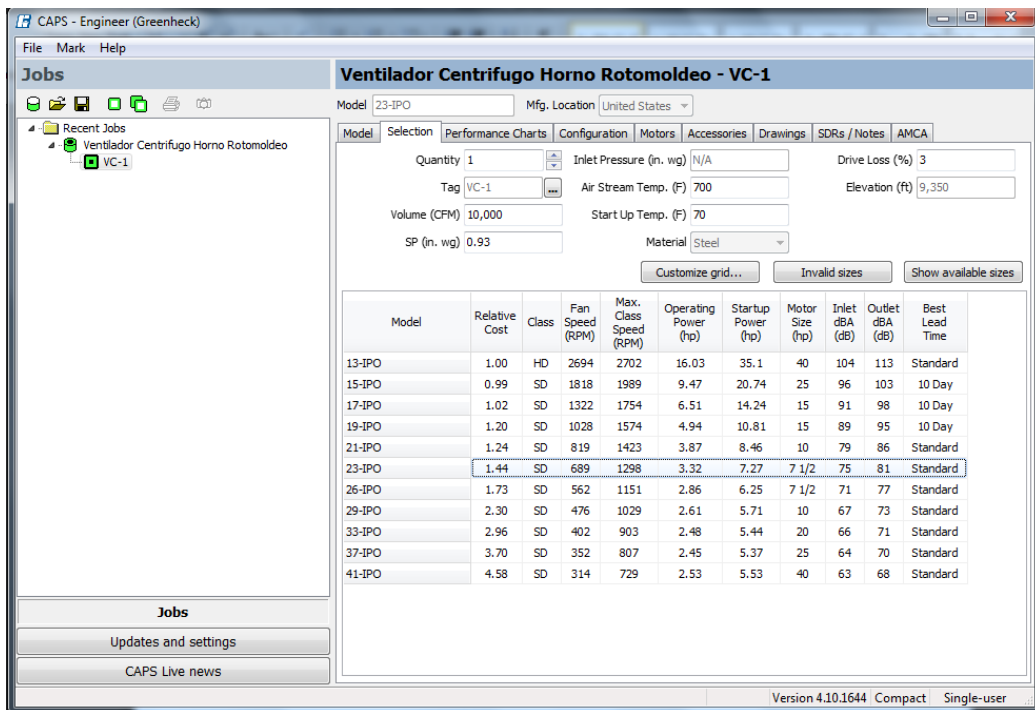


Figura 3.50: Selección del adecuado ventilador. (CAPS – Engineer Greenheck)

Por lo tanto se escoge un ventilador centrifugo industrial modelo 23-IPO en marca Greenheck. Todas las características de éste se pueden ver en el Anexo D.5.

## CAPÍTULO IV: SIMULACIÓN DE COMPONENTES

### 4.1.- INTRODUCCIÓN.

#### 4.1.1.- Simulación dinámica.

##### Introducción a la Técnica del Elemento Finito (FEA).

- El análisis del elemento finito, comúnmente llamado FEA, es un método de análisis numérico. En términos matemáticos, es una técnica usada para resolver problemas de campo que pueden ser descritos por una matriz de ecuaciones diferenciales.
- FEA es usada para resolver problemas en múltiples ramas de la ingeniería como Diseño de Maquinaria, acústica, electromagnetismo, dinámica de fluidos, mecánica de suelos y muchos otros.
- Es recomendable que el FEA, como herramienta de diseño, se use a lo largo de todo el proceso de desarrollo; los análisis iterativos pueden realizarse de manera rápida para así tomar la mejor decisión de diseño.

##### Matriz de rigidez

La **matriz de rigidez** aparece en varios contextos:<sup>79</sup>

- En el método matricial de la rigidez, la **matriz de rigidez** conceptualmente relaciona los desplazamientos de una serie de puntos o nodos, con los esfuerzos puntuales efectivos en dichos puntos. Desde un punto de vista operativo relaciona los desplazamientos incógnita de una estructura con las fuerzas exteriores conocidas, lo cual permite encontrar las reacciones, esfuerzos internos y tensiones en cualquier punto de la estructura.
- En el método de los elementos finitos, se usa una **matriz de rigidez** que generaliza el concepto anterior. En problemas mecánicos la matriz relaciona desplazamientos nodales con esfuerzos nodales, aunque el concepto también aparece en problemas no mecánicos donde los términos relacionados por la matriz de rigidez reciben otras interpretaciones. En problemas térmicos por ejemplo, "desplazamientos" y las "fuerzas" pueden representar temperaturas y flujos de calor respectivamente, etc.

---

<sup>79</sup> Matriz de Rigidez, 20 marzo 2013, Página Web: [http://es.wikipedia.org/wiki/Matriz\\_de\\_rigidez](http://es.wikipedia.org/wiki/Matriz_de_rigidez)

#### **4.1.2.- Pasos fundamentales en un proyecto FEA.**

##### **1. Desarrollo del modelo.**

*Modificación de la geometría del modelo CAD.*- Esto simplifica la complejidad del modelo haciendo las mallas más sencillas y por tanto el análisis más ágil. (Ver Figura 4.1). Por ejemplo:

- Remover operaciones insignificantes como redondeos, chaflanes, logos, etc.
- Idealización, como por ejemplo usar una superficie en vez de una pared delgada.
- Reconstruir geometrías no definidas, sólidos separados, etc.

##### **2. Construcción el modelo FEA.**

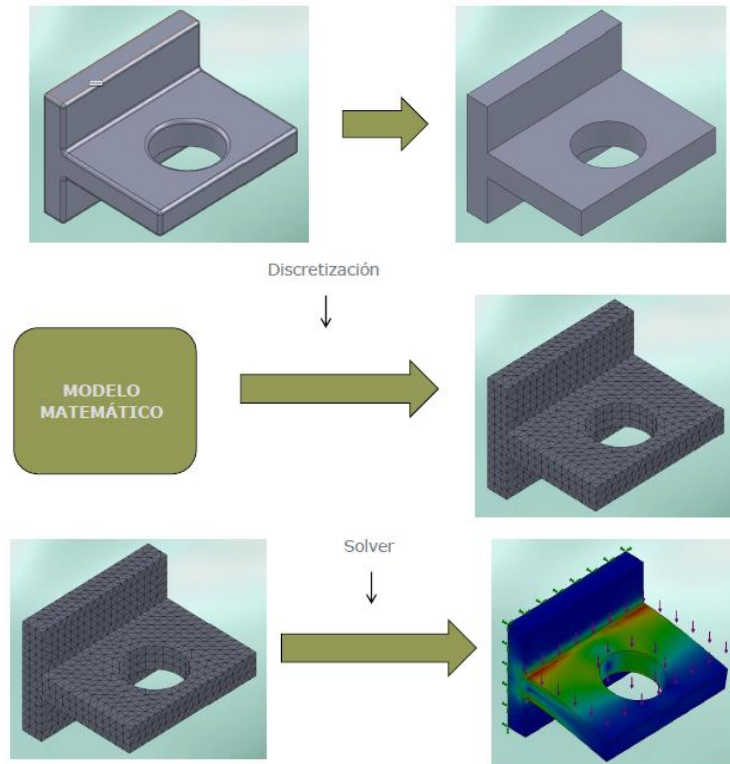
El modelo necesita ahora ser dividido en elementos finitos a través de un proceso de discretización, más comúnmente llamado MALLADO. Cargas y restricciones son también discretizadas y una vez que el modelo ha sido mallado, las cargas son aplicadas a cada uno de los nodos de la malla de elementos finitos.

##### **3. Resolución del modelo FEA.**

El modelo es discretizado en un modelo FEA. Esto completa la fase de pre-procesamiento. El modelo FEA es luego resuelto por métodos numéricos del software utilizado.

##### **4. Análisis de resultados.**

Los resultados serán obtenidos en forma de desplazamientos y esfuerzos con un factor de seguridad.



**Figura 4.1:** Pasos fundamentales en un proyecto FEA.

#### 4.2.- PROGRAMA.

Software de CAD 3D para diseño mecánico.

El software de CAD 3D Autodesk Inventor ofrece un conjunto de herramientas fáciles de usar para diseño mecánico, documentación y simulación de productos en 3D.

Software de diseño y simulación mecánicos

Autodesk Inventor Professional son programas de CAD 3D que proporcionan funcionalidad avanzada para diseño de ingeniería mecánica, análisis de elementos finitos, simulación de movimiento, gestión de datos y diseño de moldes, junto con soluciones que aumentan la productividad de CAD.

### **4.3.- ANÁLISIS ESTÁTICO.**

#### **4.3.1.- Grados de Libertad**

En el entorno de ensamblaje, los componentes sin restricciones y no fijos tienen seis grados de libertad. Las restricciones se añaden para limitar los grados de libertad.

### **4.4.- RESTRICCIONES.**

Para poder aplicar las restricciones con rigor es preciso entender el grado y la dirección del movimiento que tienen esas entidades sobre las que actúan. Permitirá regular y sacar el máximo partido a las relaciones dinámicas y asociativas en las que los modelos de Autodesk Inventor están contruidos, a la vez que se conseguirán modelos más estables, lógicos y predecibles.

Autodesk Inventor utiliza dos tipos de familias de restricciones para crear esos modelos lógicos, estables y predecibles:

#### **Restricciones de boceto:**

- Geométricas.
- Dimensionales.

#### **Restricciones de ensamblaje:**

- De posición.
- De movimiento.

#### **4.4.1.- Restricciones de boceto.**

- **Restricciones geométricas.**

Las restricciones geométricas definen reglas físicas entre los distintos elementos, controlando el tamaño, la forma y las relaciones de dichos elementos en el boceto. Algunos ejemplos son: líneas perpendiculares o paralelas entre sí o con respecto al sistema de coordenadas de referencia del boceto, líneas tangentes a un círculo o un arco, final de una línea coincidente con otro punto de otra línea u otra curva, etc. Se visualiza en la Figura 4.2.

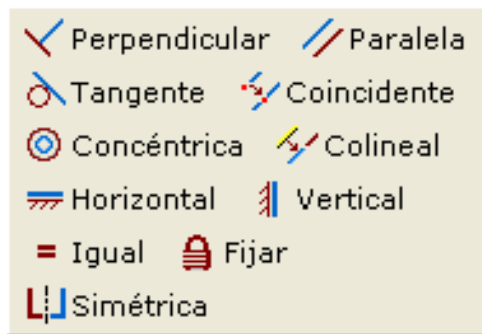


Figura 4.2: Restricciones geométricas.

- **Restricciones dimensionales.**

Estas restricciones controlan el tamaño, la forma y las relaciones de posición de los elementos del boceto. Es el caso de la longitud de una línea, el radio de un arco, la distancia entre dos líneas paralelas, ángulo entre dos líneas, etc. Un boceto puede restringirse parcial o totalmente, dependiendo de la intención del diseño.

#### 4.4.2.- Restricciones de ensamblaje.

- **Restricciones de posición (ensamblaje).**

Para poder acceder a este tipo de herramientas es necesario estar en un archivo de ensamblaje. En él, se irán añadiendo distintas piezas ya creadas, o bien se pueden crear todas directamente desde la ventana de dibujo, y en ese momento, se podrán ir añadiendo restricciones con el fin de que el diseño final se asemeje a la propuesta.



Figura 4.3: Restricciones de Ensamblaje.



#### 4.4.3.- Restricciones de posición (movimiento).

Una vez que las restricciones de ensamblaje se han colocado, las restricciones de movimiento se utilizan para controlar la rotación y la traslación en los restantes grados de libertad (Ver Figura 4.4).

Este tipo de restricciones especifican el movimiento entre los componentes de un ensamblaje, no interfieren con las restricciones de posición ya que actúan sólo donde existan grados de libertad y posibilidad de movimiento.



Figura 4.4: Restricciones de Movimiento

#### 4.5.- SIMULACIÓN.

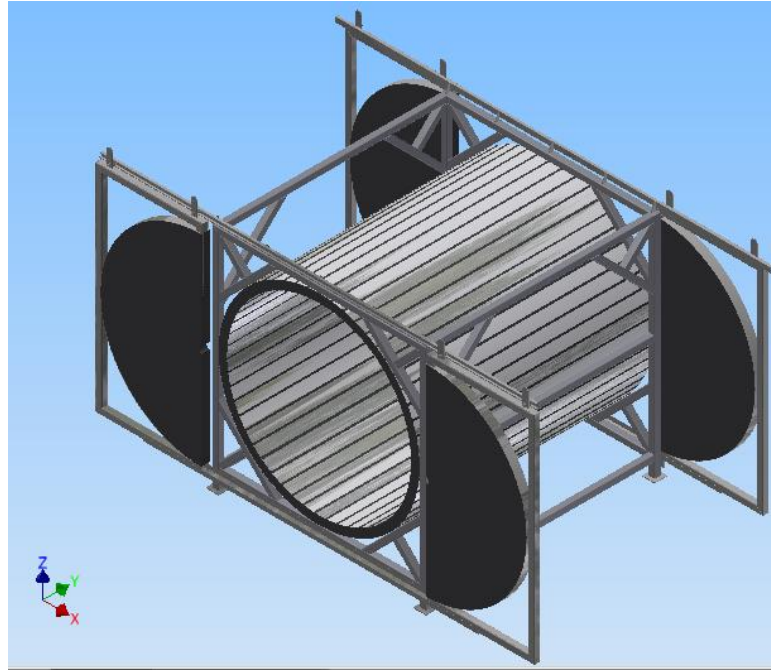
##### Elementos a analizar estáticamente.

A continuación se detallará los elementos para la realización de la simulación:

1. ESTRUCTURA HORNO.
2. ESTRUCTURA DE LA MESA
3. EJE MACIZO

##### 4.5.1.- Frame Analysis-Estructura Horno.

Como se puede visualizar en la Figura 4.5, se muestra el esquema del horno en su forma más sencilla de tal manera que se genera la simulación en una de sus vigas la misma que estará sometida a una carga máxima, lo que permitirá realizar el diseño y la selección del perfil estructural adecuado.



**Figura 4.5:** Esquema Estructura Horno

- **Modificación.**

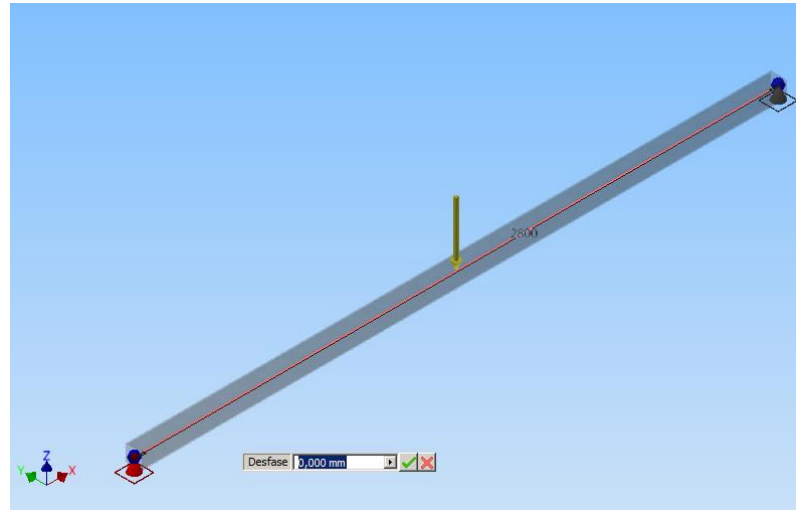
La simulación de la estructura del horno se realizó en base a la Figura 4.6, tomando en cuenta su forma más simple para aplicar los apoyos y cargas respectivamente en su totalidad.



**Figura 4.6:** Viga lateral.

- **Restricciones.**

Se añaden restricciones del tipo fijada para eliminar los grados de libertad de desplazamiento en la geometría, estas condiciones se las aplica directamente en la viga o el nodo. Ver Figura 4.7.

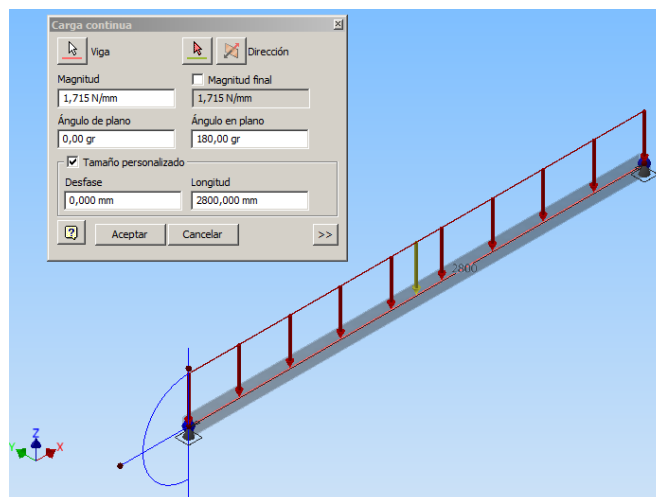


**Figura 4.7:** Restricciones en extremos de la viga.

- **Cargas.**

Se define una carga distribuida en toda la viga (Ver Figura 4.8). En este caso se toma el valor del peso que va a soportar la viga la misma que se obtuvo en el capítulo 3.

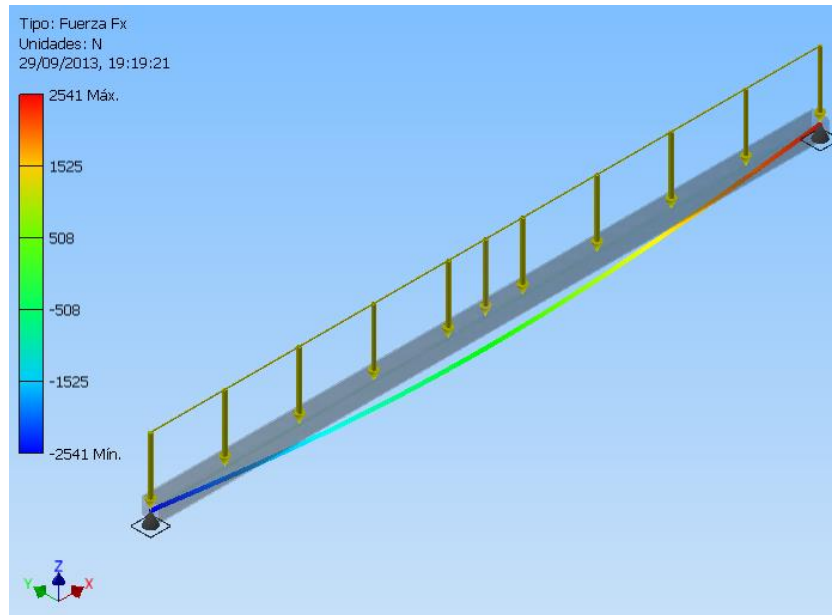
Carga Total:  $W_T = 1,715 \text{ N/mm}$



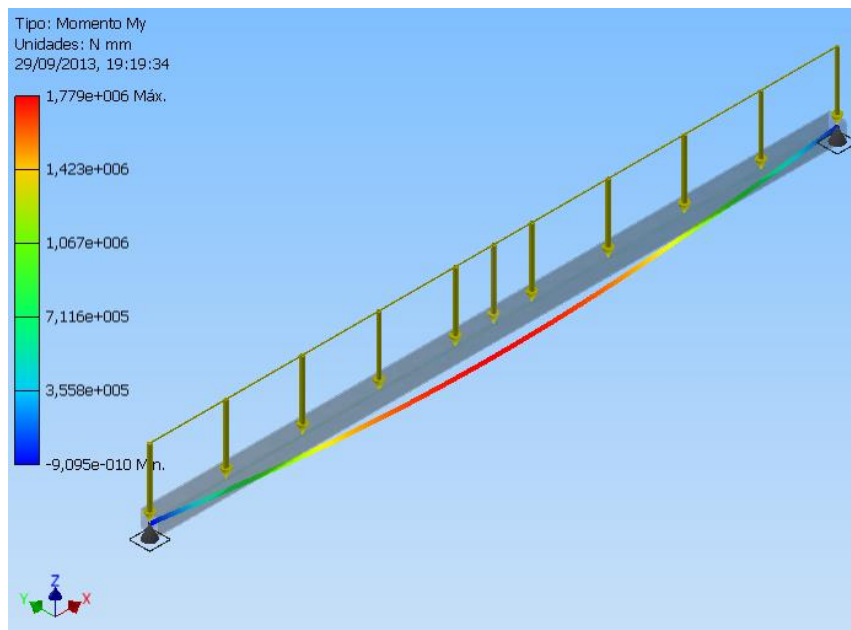
**Figura 4.8:** Aplicación de Carga Distribuida.

- **Simulación.**

La simulación se hace a través de un análisis estático en el cual se agrupan vigas y se calculan las propiedades de sección generando vínculos rígidos conocidos como nodos. Ver Figura 4.9 y Figura 4.10.



**Figura 4.9:** Simulación de reacciones en viga.



**Figura 4.10:** Simulación de momentos viga.

- **Resultados.**

Mediante los cálculos realizados en el Capítulo 3 y con la simulación generada se analizará y comparará los valores obtenidos.

En los cálculos se tiene que:

**Reacciones en los extremos de la viga.**

$$R = 2401,00 \text{ N}$$

**Momento Máximo.**

$$M_{m\acute{a}x} = 1'680.700,00 \text{ N.mm}$$

Los cálculos obtenidos mediante la simulación en el programa Autodesk Inventor 2013 se visualiza en la Tabla 4.1.

| Nombre               |           | Mínimo             | Máximo                  |
|----------------------|-----------|--------------------|-------------------------|
| Desplazamiento       |           | 0,000 mm           | 6,719 mm                |
| Fuerzas              | <b>Fx</b> | <b>-2542,805 N</b> | <b>2542,805 N</b>       |
|                      | Fy        | -0,000 N           | 0,000 N                 |
|                      | Fz        | 0,000 N            | 0,000 N                 |
| Momentos             | Mx        | -0,000 N mm        | 0,000 N mm              |
|                      | <b>My</b> | <b>-0,000 N mm</b> | <b>1779963,657 N mm</b> |
|                      | Mz        | 0,000 N mm         | 0,000 N mm              |
| Tensiones normales   | Smax      | 0,000 MPa          | 62,682 MPa              |
|                      | Smin      | -62,682 MPa        | -0,000 MPa              |
|                      | Smax(Mx)  | 0,000 MPa          | 0,000 MPa               |
|                      | Smin(Mx)  | -0,000 MPa         | -0,000 MPa              |
|                      | Smax(My)  | 0,000 MPa          | 62,682 MPa              |
|                      | Smin(My)  | -62,682 MPa        | 0,000 MPa               |
|                      | Saxial    | 0,000 MPa          | 0,000 MPa               |
| Tensión de corte     | Tx        | -4,236 MPa         | 4,236 MPa               |
|                      | Ty        | -0,000 MPa         | 0,000 MPa               |
| Tensiones de torsión | T         | 0,000 MPa          | 0,000 MPa               |

**Tabla 4.1.** Resumen de resultados estáticos

- **Comparación de resultados Obtenidos:**

| Resultado Reacciones (N) |            | Resultado Momentos (N.mm) |            | Margen de Error Promedio (%) |
|--------------------------|------------|---------------------------|------------|------------------------------|
| Calculados               | Simulación | Calculados                | Simulación |                              |
| 2401,00                  | 2542,00    | 1680700,00                | 1779963,00 | 5,56                         |

- **Análisis.**

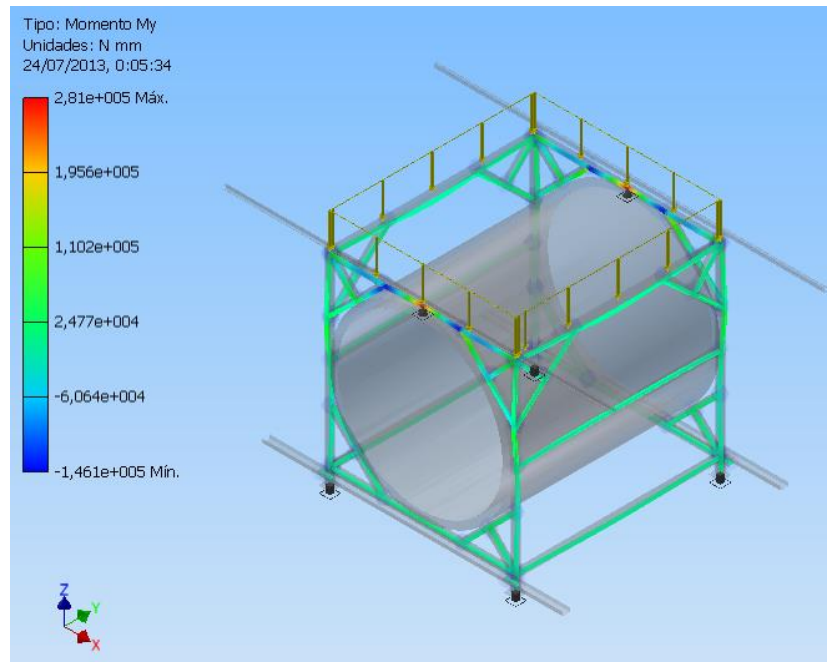
Finalmente se concluye que tanto en la simulación como en los cálculos realizados cumple con el diseño y selección de los tubos cuadrados por lo que la estructura del horno no sufrirá deformación por las cargas aplicadas.

Sin embargo, si se realiza la simulación en toda la estructura se tiene los siguientes resultados que se visualizan en la Tabla 4.2.

| Nombre               |           | Mínimo                  | Máximo                 |
|----------------------|-----------|-------------------------|------------------------|
| Desplazamiento       |           | 0,000 mm                | 0,238 mm               |
| Fuerzas              | <b>Fx</b> | <b>-1321,671 N</b>      | <b>1229,971 N</b>      |
|                      | Fy        | -1476,583 N             | 1476,583 N             |
|                      | Fz        | -1616,995 N             | 4524,537 N             |
| Momentos             | Mx        | -403828,229 N mm        | 403828,073 N mm        |
|                      | <b>My</b> | <b>-146051,956 N mm</b> | <b>281010,020 N mm</b> |
|                      | Mz        | -32684,773 N mm         | 32684,710 N mm         |
| Tensiones normales   | Smax      | -3,221 MPa              | 12,943 MPa             |
|                      | Smin      | -18,778 MPa             | 0,957 MPa              |
|                      | Smax(Mx)  | 0,000 MPa               | 14,221 MPa             |
|                      | Smin(Mx)  | -14,221 MPa             | -0,000 MPa             |
|                      | Smax(My)  | 0,000 MPa               | 9,896 MPa              |
|                      | Smin(My)  | -9,896 MPa              | -0,000 MPa             |
|                      | Saxial    | -3,474 MPa              | 1,241 MPa              |
| Tensión de corte     | Tx        | -2,049 MPa              | 2,202 MPa              |
|                      | Ty        | -2,460 MPa              | 2,460 MPa              |
| Tensiones de torsión | T         | -12,550 MPa             | 12,550 MPa             |

**Tabla 4.2.** Resumen de resultados estáticos estructura general.

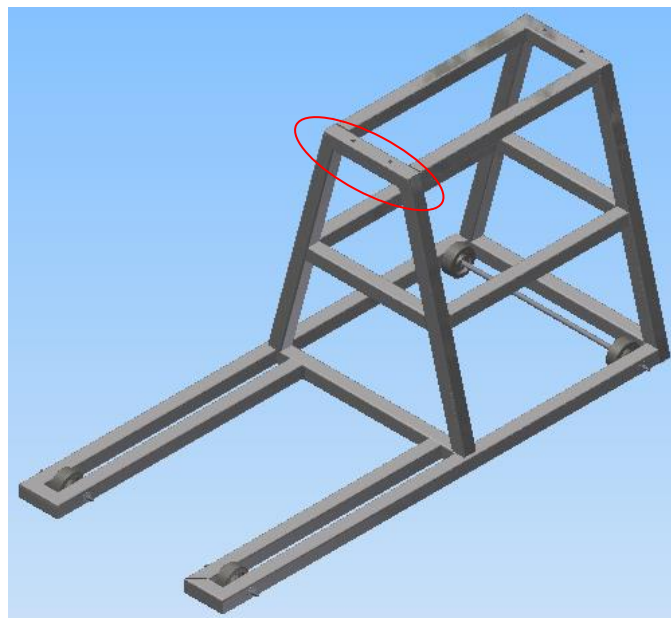
Se puede observar que tanto las reacciones como los momentos disminuyen, por lo que se concluye que la estructura es estable, y con los apoyos colocados en los extremos de la viga hace que la estructura no sufra deformación. (Ver Figura 4.11).



**Figura 4.11:** Simulación Estructura Horno.

#### 4.5.2.- Frame analysis-estructura mesa.

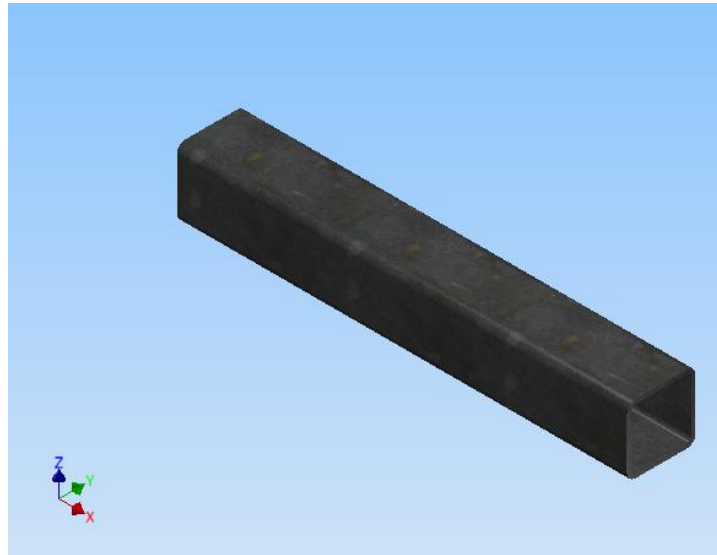
Para la simulación de la estructura de la mesa se determina la viga sometida a la carga más crítica ejercida por la reacción que en este caso se da lugar en las chumaceras principalmente en la chumacera que está más próxima a la carga puntual como se muestra en la Figura 4.12.



**Figura 4.12:** Esquema de la estructura mesa.

- **Modificación.**

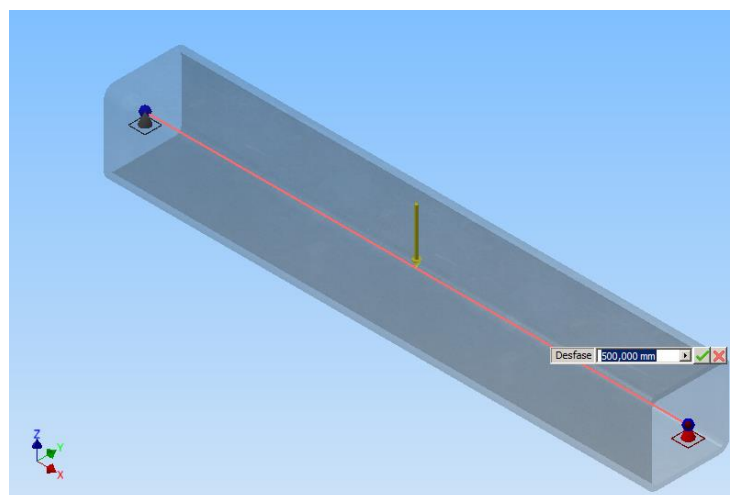
Ahora bien, en cuanto a la simulación de la estructura de la mesa se determinó dejarla en su forma más simple de manera de que se pueda aplicar los apoyos y cargas respectivamente (Ver Figura 4.13)



**Figura 4.13.** Viga Sometida a la carga máxima.

- **Restricciones.**

Se añade restricciones del tipo fijada para considerar que los apoyos son fijos y eliminar los grados de libertad de la geometría, estas condiciones se las aplica directamente en medio de la viga y cerca de las ruedas. Ver Figura 4.14.

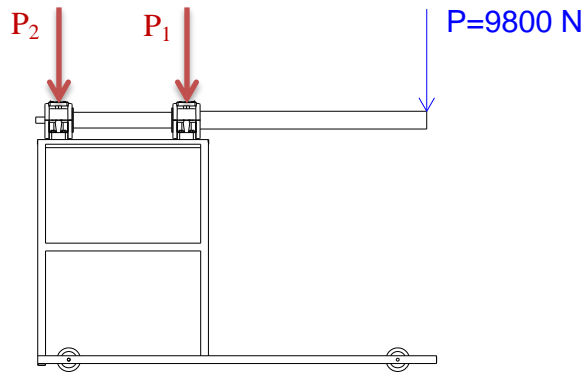


**Figura 4.14:** Restricciones de tipo fijada.



- **Cargas.**

Se define la carga puntual máxima producida en la mitad de la viga, ya que es la reacción generada por la chumacera como apoyo del eje (Ver Figura 4.15). Para este caso se aplicará el valor obtenido en el capítulo 3.



**Figura 4.15:** Esquema representativo de la estructura de la mesa.

A esta carga se aumenta el peso que genera la chumacera por lo tanto:

Carga Puntual 1.  $R_2 = 22,87 \text{ kN}$  y  $R_4 = 2,59 \text{ kN}$

$$P_1 = R_2 + R_4 + P_{Chumacera}$$

$$P_1 = (22,87 + 2,59 + 0,186) \text{ kN}$$

$$P_1 = 25,646 \text{ kN} = 25646 \text{ N}$$

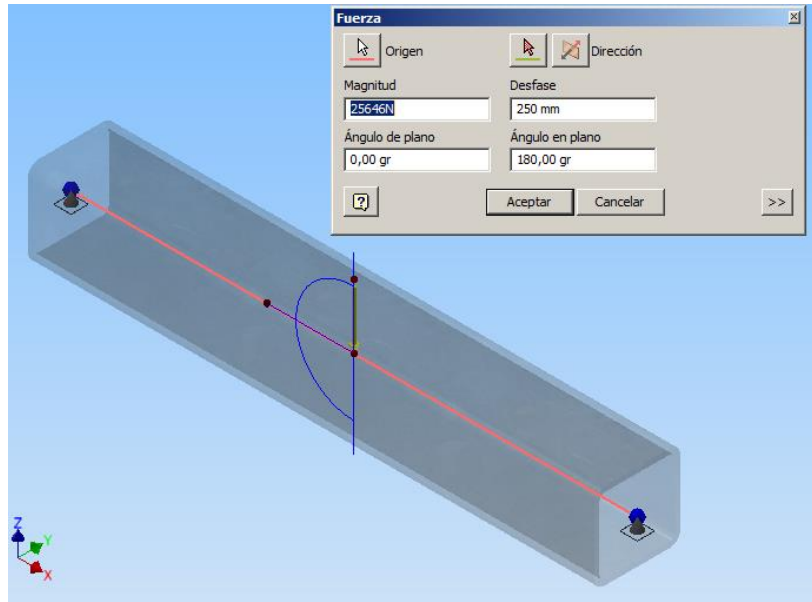
Carga Puntual 2.  $R_1 = 13,07 \text{ kN}$  y  $R_3 = 0,371 \text{ kN}$

$$P_2 = R_1 + R_3 + P_{Chumacera}$$

$$P_2 = (13,07 + 0,371 + 0,186) \text{ kN}$$

$$P_2 = 13,627 \text{ kN} = 13627 \text{ N}$$

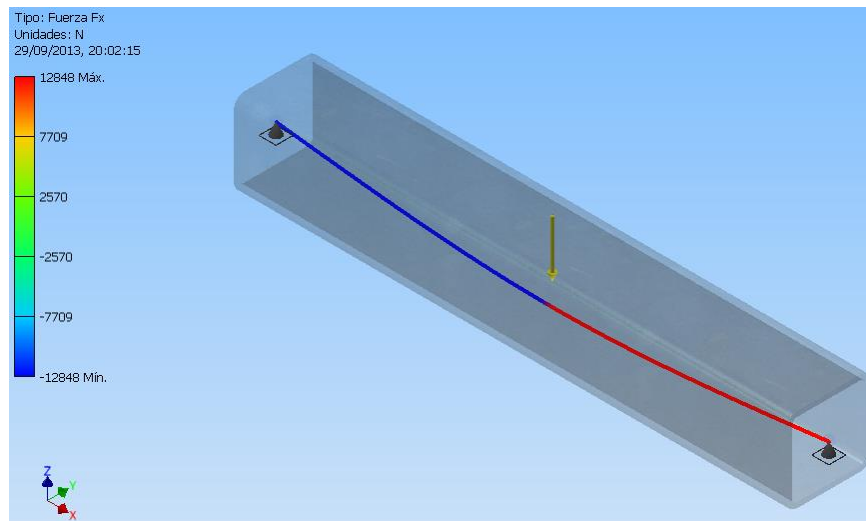
Como se observa la carga máxima es en el punto B, por lo que se decide aplicar la carga  $P_2 = 13,627 \text{ kN}$  en la viga para la simulación correspondiente (Ver Figura 4.16).



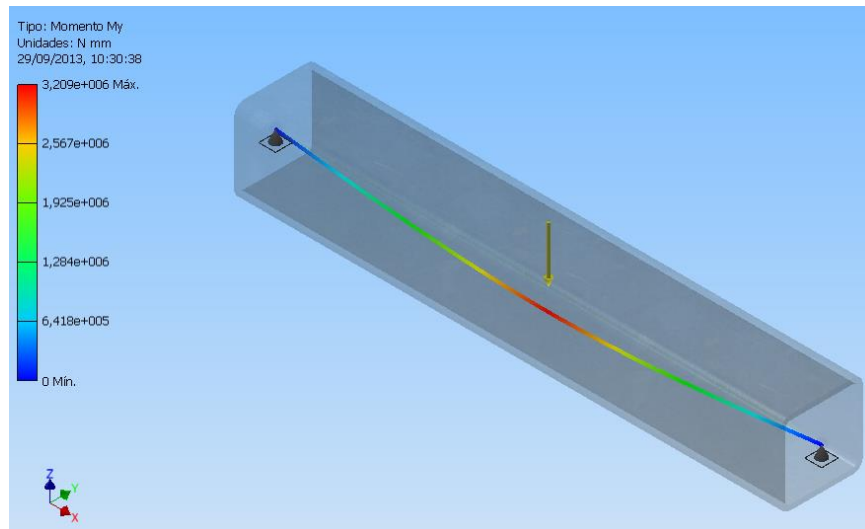
**Figura 4.16:** Parámetros de la carga en el punto medio de la viga.

- **Simulación.**

La simulación se hace a través de un análisis estático en el cual se agrupan vigas y se calculan las propiedades de sección generando vínculos rígidos conocidos como nodos. Ver Figura 4.17 y Figura 4.18.



**Figura 4.17:** Simulación Reacciones en viga.



**Figura 4.18:** Simulación Momento en viga.

- **Resultados.**

Mediante los cálculos realizados en el Capítulo 3 y con la simulación generada se analizará y comparará los valores obtenidos en la viga más cargada.

**Reacciones en los extremos de la viga.**

$$R = 12,823 \text{ kN} = 12823 \text{ N}$$

**Momento Máximo.**

$$M_{m\acute{a}x} = 3,205 \text{ kN}\cdot\text{m} \left| \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \right| \cdot \left| \frac{1000 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \right|$$

$$M_{m\acute{a}x} = 3'205,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Los cálculos obtenidos mediante la simulación en el programa Autodesk Inventor 2013 se pueden visualizar en la Tabla 4.3.

| Nombre               |           | Mínimo              | Máximo                  |
|----------------------|-----------|---------------------|-------------------------|
| Desplazamiento       |           | 0,000 mm            | 0,309 mm                |
| Fuerzas              | <b>Fx</b> | <b>-12848,072 N</b> | <b>12848,072 N</b>      |
|                      | Fy        | -0,000 N            | 0,000 N                 |
|                      | Fz        | 0,000 N             | 0,000 N                 |
| Momentos             | Mx        | -0,000 N mm         | 0,000 N mm              |
|                      | <b>My</b> | <b>0,000 N mm</b>   | <b>3208884,045 N mm</b> |
|                      | Mz        | 0,000 N mm          | 0,000 N mm              |
| Tensiones normales   | Smax      | 0,000 MPa           | 113,002 MPa             |
|                      | Smin      | -113,002 MPa        | 0,000 MPa               |
|                      | Smax(Mx)  | 0,000 MPa           | 0,000 MPa               |
|                      | Smin(Mx)  | -0,000 MPa          | 0,000 MPa               |
|                      | Smax(My)  | 0,000 MPa           | 113,002 MPa             |
|                      | Smin(My)  | -113,002 MPa        | 0,000 MPa               |
|                      | Saxial    | 0,000 MPa           | 0,000 MPa               |
| Tensión de corte     | Tx        | -21,405 MPa         | 21,405 MPa              |
|                      | Ty        | -0,000 MPa          | 0,000 MPa               |
| Tensiones de torsión | T         | 0,000 MPa           | 0,000 MPa               |

**Tabla 4.3.** Resumen de resultados estáticos.

- **Comparación de resultados obtenidos:**

| Resultado Reacciones (N) |            | Resultado Momentos (N.mm) |            | Margen de Error Promedio (%) |
|--------------------------|------------|---------------------------|------------|------------------------------|
| Calculados               | Simulación | Calculados                | Simulación |                              |
| 12823,00                 | 12848,00   | 3205000,00                | 3208884,00 | 0,16                         |

- **Análisis.**

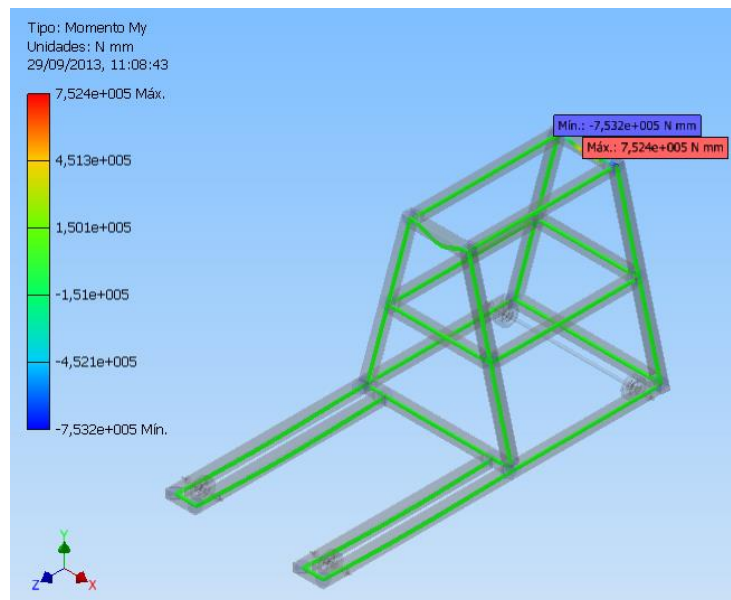
Finalmente se puede decir, que tanto en la simulación como en los cálculos realizados cumple con el diseño y selección de los tubos cuadrados por lo que la estructura de la mesa no sufrirá deformación por las cargas aplicadas.

Sin embargo, si se analiza toda la estructura de la mesa se tiene los siguientes resultados, como se muestra en la Tabla 4.4:

| Nombre               |           | Mínimo                  | Máximo                 |
|----------------------|-----------|-------------------------|------------------------|
| Desplazamiento       |           | 0,000 mm                | 0,053 mm               |
| Fuerzas              | Fx        | -6835,682 N             | 6835,686 N             |
|                      | <b>Fy</b> | <b>-12845,187 N</b>     | <b>12845,180 N</b>     |
|                      | Fz        | -509,171 N              | 112,060 N              |
| Momentos             | Mx        | -1416065,919 N mm       | 1415249,473 N mm       |
|                      | <b>My</b> | <b>-753191,027 N mm</b> | <b>752374,950 N mm</b> |
|                      | Mz        | -13184,950 N mm         | 13184,950 N mm         |
| Tensiones normales   | Smax      | -0,052 MPa              | 49,867 MPa             |
|                      | Smin      | -49,867 MPa             | 0,339 MPa              |
|                      | Smax(Mx)  | -0,000 MPa              | 49,867 MPa             |
|                      | Smin(Mx)  | -49,867 MPa             | 0,000 MPa              |
|                      | Smax(My)  | -0,000 MPa              | 26,524 MPa             |
|                      | Smin(My)  | -26,524 MPa             | 0,000 MPa              |
|                      | Saxial    | -0,086 MPa              | 0,391 MPa              |
| Tensión de corte     | Tx        | -11,388 MPa             | 11,388 MPa             |
|                      | Ty        | -21,400 MPa             | 21,400 MPa             |
| Tensiones de torsión | T         | -5,062 MPa              | 5,062 MPa              |

**Tabla 4.4.** Resumen de resultados estáticos estructura general.

Se puede observar que las reacciones como los momentos disminuyen, por lo que se concluye que la estructura es estable, y con los apoyos colocados en los extremos de la viga hace que la estructura tenga una deformación máxima de 0.053 mm.



**Figura 4.19:** Simulación Estructura Mesa.

### 4.5.3.- Stress analysis-eje secundario

- **Modificación.**

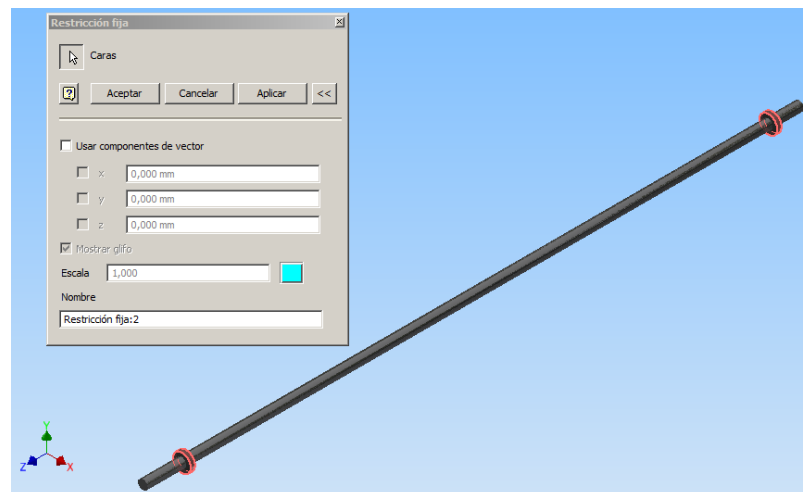
Para esta simulación se implementó soportes fijos en lugar de los rodamientos por lo que se procedió hacer sólidos para que no se produzca errores al momento de generar la simulación, se dejó en su forma más simple de manera de que se pueda aplicar los apoyos y la carga respectivamente (Ver Figura 4.20)



**Figura 4.20:** Esquema eje secundario.

- **Restricciones.**

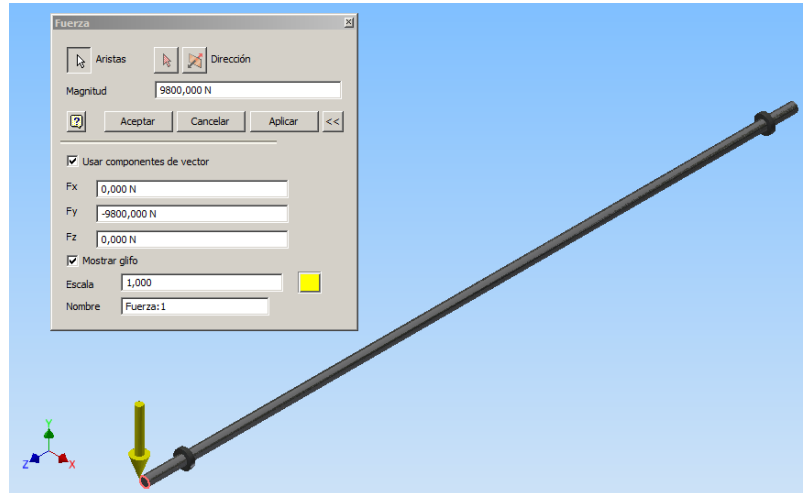
Se añade restricciones de tipo fijas en los rodamientos, esta condición se aplica directamente en los apoyos del eje secundario. Ver Figura 4.21.



**Figura 4.21:** Aplicación de Restricciones en Rodamientos.

- **Cargas.**

Se define una sola carga puntual en el extremo del eje, ya que ahí es donde se genera la carga máxima a soportar (Ver Figura 4.22). Para este caso se aplicará el valor del alcance tomado como dato de  $P=1000 \text{ Kg}$  o  $9800 \text{ N}$ .



**Figura 4.22:** Aplicación de Carga puntual.

- **Simulación.**

La simulación se hace a través de un mallado para ver la relación existente entre las concentraciones de tensión y los elementos de la malla en el cual utiliza el modo de ejecución por lotes y calculan las propiedades de sección. Ver Figura 4.23.

### **Cálculo del esfuerzo de Von Misses.**

Se tiene como datos lo siguiente:

Diámetro del eje secundario:  $d = 38 \text{ mm} = 0,038 \text{ m}$

Momento máximo:  $M = 1649 \text{ N.m}$

Torque:  $T = 501,368 \text{ N.m}$

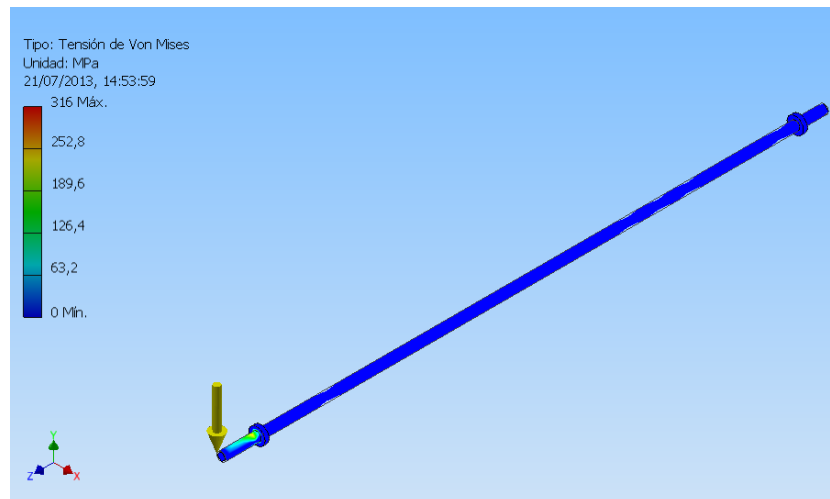
Reemplazamos los valores anteriores en la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Von\ Misses} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_{Von\ Misses} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{Von\ Misses} = \sqrt{\left(\frac{32 \times 1649\ N.m}{\pi(0.038\ m)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \times 501,368\ N.m}{\pi(0.038\ m)^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{Von\ Misses} = 316,25\ MPa$$



**Figura 4.23:** Simulación Esfuerzo de Von Misses.

Se puede observar que el eje soporta la carga aplicada de 1000 Kg, ya que genera un esfuerzo que no permite que el eje sufra alguna alteración en su geometría. Los resultados de la simulación se tienen en la Tabla 4.5.

| Nombre                      | Mínimo                  | Máximo             |
|-----------------------------|-------------------------|--------------------|
| Volumen                     | 2989950 mm <sup>3</sup> |                    |
| Masa                        | 23,1823 kg              |                    |
| <b>Tensión de Von Mises</b> | <b>0,00335491 MPa</b>   | <b>316,031 MPa</b> |
| Primera tensión principal   | -123,654 MPa            | 452,974 MPa        |
| Tercera tensión principal   | -451,495 MPa            | 129,137 MPa        |
| Desplazamiento              | 0 mm                    | 0,615939 mm        |
| Coefficiente de seguridad   | 0,785444 su             | 15 su              |
| Tensión XX                  | -153,685 MPa            | 173,023 MPa        |
| Tensión XY                  | -63,9303 MPa            | 62,9226 MPa        |
| Tensión XZ                  | -67,4119 MPa            | 92,7477 MPa        |
| Tensión YY                  | -315,757 MPa            | 323,053 MPa        |
| Tensión YZ                  | -159,141 MPa            | 18,2498 MPa        |
| Tensión ZZ                  | -257,988 MPa            | 270,641 MPa        |
| Desplazamiento X            | -0,00299742 mm          | 0,00342821 mm      |
| Desplazamiento Y            | -0,60739 mm             | 0,00899733 mm      |
| Desplazamiento Z            | -0,116488 mm            | 0,11529 mm         |

**Tabla 4.5.** Resumen de resultados.

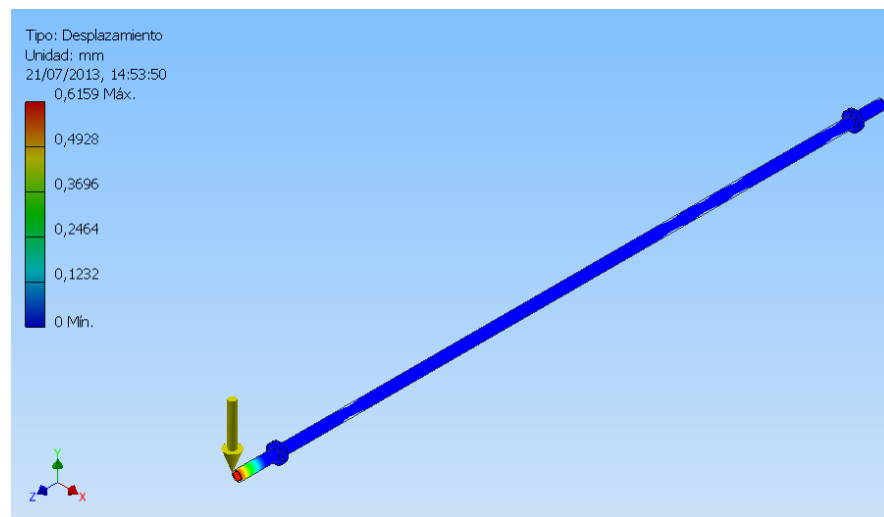


- **Comparación de resultados Obtenidos:**

| Resultados Tensiones (MPa) |            | Margen de Error (%) |
|----------------------------|------------|---------------------|
| Calculados                 | Simulación |                     |
| 316,25                     | 316,03     | 0,07                |

- **Análisis.**

Como se puede observar al aplicar una carga máxima de 1000 Kg el eje genera un esfuerzo de 316 MPa, por lo que se concluye que los cálculos realizados como la simulación da el mismo resultado, lo que muestra que el diseño del eje es correcto.



**Figura 4.24:** Gráfica desplazamiento.

#### 4.6.- CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD.

Si el diámetro del eje se conoce y el factor de seguridad es una incógnita la ecuación se transforma en:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}} \qquad n_s = \frac{118.342,6266 \text{ N.m}}{53945,39499 \text{ N.m}}$$

$$n_s = \frac{\pi(0,038 \text{ m})^3 (686,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2)}{32 \sqrt{(1610,0 \text{ N.m})^2 + (499,8 \text{ N.m})^2}} \qquad n_s = 2,19$$

Este coeficiente de seguridad obtenido de  $n_s = 2.19$  expresa que el eje está sobredimensionado y que no va a fallar.

## **CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE COSTOS**

### **5.1.- CÁLCULO DE COSTOS.**

El presente capítulo muestra el costo de construcción de la máquina de Rotomoldeo, obtenido a través de diferentes cotizaciones realizadas en establecimientos de proveedores de partes y piezas para la industria.

Para determinar los costos de construcción de la máquina, se ha procedido a desglosar de la siguiente forma:

Costos directos:

- Materiales Directos.
- Costos de Fabricación.
- Costos de Montaje.

Costos indirectos:

- Costos de Ingeniería.

## 5.2.- COSTOS DIRECTOS

### 5.2.1.- Materiales Directos.

Los costos de materiales directos se presentan en las siguientes tablas. En la tabla 5.1, se muestra los valores del conjunto de la máquina.

| Plano 01.00.00 (Conjunto Máquina Rotomoldeo) |       |   |                   |              |
|--|-------|---|-------------------|--------------|
| Ítem   | Cant. | Descripción   | Valor neto        | Valor Total  |
| 1  | 2     | Catarina Conducida Eje Principal z=23 P=80 (1")                 | \$ 70,00          | \$ 140,00    |
| 2  | 2     | Motoreductor Eje Principal 1HP/15rpm/T500Nm                     | \$ 875,00         | \$ 1.750,00  |
| 3  | 2     | Motoreductor Eje Secundario 2HP/60rpm/T220Nm                    | \$ 955,00         | \$ 1.910,00  |
| 4  | 4     | Catarina Conductora Motoreductor 1HP z=14 P=80 (1")             | \$ 70,00          | \$ 280,00    |
| 5  | 4     | Riel Guía Carro Base 70x30x2x1200 Plancha de Acero              | \$ 200,00         | \$ 800,00    |
| 7  | 1     | Quemador a Diésel Baltur Italiano 45P 220V 60 Hz de 6 a 11 Gls. | \$ 2.145,53       | \$ 2.145,53  |
| 6  | 1     | Ventilador Centrifugo Modelo 23-IPO                             | \$ 20.000,00      | \$ 20.000,00 |
| 8  | 1     | Sistema de Ductos   | \$ 1.500,00       | \$ 1.500,00  |
| 9  | 2     | Catarina Conducida Eje Secundario z=14 P=80 (1")                | \$ 70,00          | \$ 140,00    |
| 10   | 2     | Cadena de Rodillos Simple Eje Principal No. 80                  | \$ 70,00          | \$ 140,00    |
| 11   | 2     | Cadena de Rodillos Simple Eje Secundario No. 80                 | \$ 70,00          | \$ 140,00    |
| 12   | 2     | Catarina Conductora Motoreductor 2HP z=16 P=80 (1")             | \$ 70,00          | \$ 140,00    |
|  |       |   | <b>Sub/Total:</b> | \$ 29.085,53 |
|  |       |   | <b>% IVA:</b>     | \$ 3.490,26  |
|  |       |   | <b>TOTAL:</b>     | \$ 32.575,79 |

Tabla 5.1. Materiales Directos.<sup>80</sup>

| Plano 01.01.00 (Ensamble Caja Piñones) |       |  |                   |             |
|--|-------|--|-------------------|-------------|
| Ítem                                   | Cant. | Descripción                              | Valor neto        | Valor Total |
| 1                                      | 12    | Perno Hexagonal diámetro 1/2" x 2"       | \$ 1,00           | \$ 12,00    |
| 2                                      | 24    | Arandelas Planas diámetro 1/2"           | \$ 0,30           | \$ 7,20     |
| 3                                      | 12    | Arandelas de Presión diámetro 1/2"       | \$ 0,25           | \$ 3,00     |
| 4                                      | 12    | Tuercas Hexagonales diámetro 1/2"        | \$ 0,45           | \$ 5,40     |
| 5                                      | 24    | Perno Hexagonal diámetro 1/4" x 1"       | \$ 0,80           | \$ 19,20    |
| 6                                      | 48    | Arandelas Planas diámetro 1/4"           | \$ 0,25           | \$ 12,00    |
| 7                                      | 24    | Tuercas Hexagonales diámetro 1/4"        | \$ 0,40           | \$ 9,60     |
| 8                                      | 4     | Rodamientos de Bolas SKF6206-d30-D62-B16 | \$ 20,00          | \$ 80,00    |
| 9                                      | 2     | Chavetas Eje-Piñón 10x6x22               | \$ 2,00           | \$ 4,00     |
| 10                                     | 4     | Chavetas Eje-Brida 8x5x20                | \$ 3,00           | \$ 12,00    |
|  |       |  | <b>Sub/Total:</b> | \$ 164,40   |
|  |       |  | <b>% IVA:</b>     | \$ 19,73    |
|  |       |  | <b>TOTAL:</b>     | \$ 184,13   |

Tabla 5.2. Materiales Directos.<sup>81</sup>

<sup>80</sup> Tabla 5.1: Materiales Directos. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. Ver Anexo E.

| <b>Plano 01.02.00 (Ensamble Brazo Motriz)</b> |              |                                       |                   |                    |
|---|--------------|---------------------------------------|-------------------|--------------------|
| <b>Ítem</b>                                   | <b>Cant.</b> | <b>Descripción</b>                    | <b>Valor neto</b> | <b>Valor Total</b> |
| 1   | 8            | Anillo seeger diámetro 30mm externo   | \$ 1,00           | \$ 8,00            |
| 2   | 2            | Chaveta Piñón Conductor 8x5x32        | \$ 2,00           | \$ 4,00            |
| 3   | 4            | Rodamientos de Bolas SKF6206-30x62x16 | \$ 20,00          | \$ 80,00           |
|   |              |                                       | <b>Sub/Total:</b> | \$ 92,00           |
|   |              |                                       | <b>% IVA:</b>     | \$ 11,04           |
|   |              |                                       | <b>TOTAL:</b>     | <b>\$ 103,04</b>   |

**Tabla 5.3.** Materiales Directos.<sup>82</sup>

| <b>Plano 01.07.00 (Ensamble Horno Rotomoldeo)</b> |              |   |                   |                    |
|---|--------------|---|-------------------|--------------------|
| <b>Ítem</b>                                       | <b>Cant.</b> | <b>Descripción</b>  | <b>Valor neto</b> | <b>Valor Total</b> |
| 1   | 10           | Tubos cuadrados 75x75x4                                     | \$ 50,00          | \$ 500,00          |
| 2   | 2            | Canal U guía Puerta Inferior 100x50x2                       | \$ 50,00          | \$ 100,00          |
| 3   | 16           | Manta Aislante Sea Rox WM 950. espesor= 50mm (4x1mt) 750 C  | \$ 92,00          | \$ 1.472,00        |
| 4   | 16           | Plancha Acero Inoxidable Mate 304 2B. e=1.5mm (1.22x2.44mt) | \$ 147,33         | \$ 2.357,28        |
| 5   | 2            | Correa G 60x30x20x3   | \$ 60,00          | \$ 120,00          |
| 6   | 1            | Angulo Doblado 75x75x4x150                                  | \$ 45,00          | \$ 45,00           |
|   |              |   | <b>Sub/Total:</b> | \$ 4.594,28        |
|   |              |   | <b>% IVA:</b>     | \$ 551,31          |
|   |              |   | <b>TOTAL:</b>     | <b>\$ 5.145,59</b> |

**Tabla 5.4.** Materiales Directos.<sup>83</sup>

| <b>Plano 01.08.00 (Ensamble Puerta Horno)</b> |              |   |                   |                    |
|---|--------------|---|-------------------|--------------------|
| <b>Ítem</b>                                   | <b>Cant.</b> | <b>Descripción</b>                                    | <b>Valor neto</b> | <b>Valor Total</b> |
| 1   | 8            | Arandelas Planas diámetro 20mm                        | \$ 0,30           | \$ 2,40            |
| 2   | 8            | Tuercas Hexagonales M20x2,5mm                         | \$ 0,40           | \$ 3,20            |
| 3   | 8            | Anillo seeger diámetro 3AMI-20 exterior               | \$ 1,00           | \$ 8,00            |
| 4   | 4            | Tubos cuadrados 75x75x4                               | \$ 50,00          | \$ 200,00          |
| 5   | 8            | Rodamiento Rígidos de Bolas E2.6304-2Z/C3 d20-D50-B15 | \$ 30,00          | \$ 240,00          |
|   |              |   | <b>Sub/Total:</b> | \$ 453,60          |
|   |              |   | <b>% IVA:</b>     | \$ 54,43           |
|   |              |   | <b>TOTAL:</b>     | <b>\$ 508,03</b>   |

**Tabla 5.5.** Materiales Directos.<sup>84</sup>

<sup>81</sup> Tabla 5.2: Materiales Directos. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. **Ver Anexo E.**

<sup>82</sup> Tabla 5.3: Materiales Directos. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. **Ver Anexo E.**

<sup>83</sup> Tabla 5.4: Materiales Directos. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. **Ver Anexo E.**

<sup>84</sup> Tabla 5.5: Materiales Directos. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. **Ver Anexo E.**

| <b>Plano 01.09.00 (Ensamble Carro Base)</b> |              |  |                   |                    |
|---|--------------|--|-------------------|--------------------|
| <b>Ítem</b>                                 | <b>Cant.</b> | <b>Descripción</b>                       | <b>Valor neto</b> | <b>Valor Total</b> |
| 1   | 16           | Anillo seeger diámetro 3AMI-25 exterior  | \$ 1,00           | \$ 16,00           |
| 2   | 12           | Tuercas Hexagonales M14x2mm              | \$ 0,45           | \$ 5,40            |
| 3   | 12           | Arandelas Planas diámetro 14mm           | \$ 0,30           | \$ 3,60            |
| 4   | 12           | Arandelas de Presión diámetro 14mm       | \$ 0,25           | \$ 3,00            |
| 5   | 8            | Tuercas Hexagonales d diámetro 3/4"      | \$ 0,40           | \$ 3,20            |
| 6   | 8            | Perno Hexagonal diámetro 3/4" x 6"       | \$ 1,00           | \$ 8,00            |
| 7   | 16           | Arandelas Planas diámetro 3/4"mm         | \$ 0,30           | \$ 4,80            |
| 8   | 4            | Chumacera de Piso 4 pulg. SKF            | \$ 312,00         | \$ 1.248,00        |
| 9   | 8            | Arandelas de Presión diámetro 20mm       | \$ 0,25           | \$ 2,00            |
| 10  | 8            | Rueda Industrial Alta Carga 6 pulg. 21/4 | \$ 35,00          | \$ 280,00          |
| 11  | 12           | Tubos cuadrados 75x75x4                  | \$ 50,00          | \$ 600,00          |
|   |              |  | <b>Sub/Total:</b> | \$ 2.174,00        |
|   |              |  | <b>% IVA:</b>     | \$ 260,88          |
|   |              |  | <b>TOTAL:</b>     | <b>\$ 2.434,88</b> |

**Tabla 5.6.** Materiales Directos.<sup>85</sup>

### 5.2.2.- Costos de fabricación.

Los costos de fabricación se presentan en la Tabla 5.7.

| <b>Ítem</b> | <b>Cant.</b> | <b>Descripción</b>      | <b>Especificación</b>           | <b>Valor Neto</b> | <b>Valor Total</b> |
|-------------|--------------|-------------------------|---------------------------------|-------------------|--------------------|
| 1           | 2            | Caja Piñones            | Corte, Perforado, Suelta.       | \$ 180,00         | \$ 360,00          |
| 2           | 2            | Brida Eje Principal     | Cilindrado, Perforado.          | \$ 100,00         | \$ 200,00          |
| 3           | 4            | Brida Soporte Molde     | Cilindrado, Perforado, Fresado. | \$ 110,00         | \$ 440,00          |
| 4           | 2            | Eje Caja de Piñones     | Cilindrado, Fresado.            | \$ 90,00          | \$ 180,00          |
| 5           | 4            | Brida sujeción eje-caja | Cilindrado, Perforado.          | \$ 80,00          | \$ 320,00          |
| 6           | 2            | Piñón Cónico Conducido  | Cilindrado, Perforado, Fresado. | \$ 500,00         | \$ 1.000,00        |
| 7           | 2            | Eje Macizo Secundario   | Cilindrado, Fresado.            | \$ 200,00         | \$ 400,00          |
| 8           | 2            | Eje Perforado Principal | Cilindrado, Fresado.            | \$ 900,00         | \$ 1.800,00        |
| 9           | 2            | Piñón Cónico Conductor  | Cilindrado, Perforado, Fresado. | \$ 500,00         | \$ 1.000,00        |
| 10          | 4            | Placa Base Horno        | Corte, Perforado.               | \$ 100,00         | \$ 400,00          |
| 11          | 10           | Cartílago               | Corte                           | \$ 70,00          | \$ 700,00          |
| 12          | 8            | Sujetador Oreja Puerta  | Corte, Perforado.               | \$ 70,00          | \$ 560,00          |
| 13          | 8            | Eje Puerta Superior     | Cilindrado, Roscado             | \$ 60,00          | \$ 480,00          |
| 14          | 4            | Eje Rueda Delantera     | Cilindrado, Roscado             | \$ 60,00          | \$ 240,00          |
| 15          | 2            | Eje Rueda Trasera       | Cilindrado, Roscado             | \$ 100,00         | \$ 200,00          |
| 16          | 2            | Base Motorreductor      | Corte, Perforado, Suelta.       | \$ 200,00         | \$ 400,00          |
|             |              |                         |                                 | <b>Sub/Total:</b> | \$ 8.680,00        |
|             |              |                         |                                 | <b>% IVA:</b>     | \$ 1.041,60        |
|             |              |                         |                                 | <b>TOTAL:</b>     | <b>\$ 9.721,60</b> |

**Tabla 5.7:** Costos de fabricación.<sup>86</sup>

<sup>85</sup> Tabla 5.6: Materiales Directos. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. **Ver Anexo E.**

## Costos de Montaje.

Estos costos están relacionados con la mano de obra necesaria para el montaje del horno.

Se asume un total de 15 días de montaje divididos en:

- 10 días laborales para montaje.
- 5 días laborables de capacitación.

Se hace referencia los 15 días en base a información proporcionada por la empresa Rotomec, tal y como se muestra en la Figura 5.1.

| <b>MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA</b>  |  |
|--|--|
| El montaje en la planta y la puesta en marcha <b>requiere de 15 días</b> de trabajo de 3 de nuestros técnicos, asistidos por algunos de sus colaboradores. |  |
| Hotel, pasaje aéreo, transporte interno, y alimentación a cargo del Comprador.   |  |

**Figura 5.1:** Extracto Montaje y Puesta en Marcha por Rotomec.

En cuanto al costo de mano de obra se considera valores aceptables que se da en la mayoría de empresas. (Ver tabla 5.8).

| <b>Cant.</b> | <b>Personal</b> | <b>Actividad</b> | <b>Días</b> | <b>usd/día</b> | <b>Total</b>       |
|--------------|-----------------|------------------|-------------|----------------|--------------------|
| 1            | Ing. Mecánico   | Supervisor       | 15          | \$ 90,00       | \$ 1.350,00        |
| 1            | Ing. Eléctrico  | Supervisor       | 15          | \$ 90,00       | \$ 1.350,00        |
| 1            | Mecánico        | Armador          | 15          | \$ 25,00       | \$ 375,00          |
| 2            | Mecánico        | Soldador         | 15          | \$ 30,00       | \$ 900,00          |
| 1            | Mecánico        | Ayudante         | 15          | \$ 18,00       | \$ 270,00          |
|              |                 |                  |             | <b>TOTAL:</b>  | <b>\$ 4.245,00</b> |

**Tabla 5.8.** Costos personales para montaje.<sup>87</sup>

<sup>86</sup> Tabla 5.7: Costos de Fabricación. Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. **Ver Anexo E.**

<sup>87</sup> Tabla 5.8: Costos personal para Montaje. Fuente: Por autores. (Tabla sector salarial 2013).

## Costo Directo Total.

En la Tabla 5.9, se indica el costo total directo.

| COSTO DIRECTO TOTAL    |                     |
|------------------------|---------------------|
| Descripción            | Valor               |
| Materiales Directos    | \$ 40.951,47        |
| Costos de Fabricación. | \$ 9.721,60         |
| Costos de Montaje      | \$ 4.245,00         |
| <b>TOTAL:</b>          | <b>\$ 54.918,07</b> |

Tabla 5.9. Costos de montaje.<sup>88</sup>

## 5.3.- COSTOS INDIRECTOS

### 5.3.1.- Costos de Ingeniería.

Los costos de ingeniería se relacionan con, la toma de decisiones y la selección de materiales y equipos, es decir con el trabajo intelectual desarrollado. Se tomara un estimado de tiempo acorde a las necesidades, ver tabla 5.10.

| Descripción             | Tiempo (h) | Costo unitario usd/hora | Costo Total        |
|-------------------------|------------|-------------------------|--------------------|
| Ingeniería y Diseño     | 480        | \$ 12,50                | \$ 6.000,00        |
| Memoria Técnica, Planos | 240        | \$ 8,00                 | \$ 1.920,00        |
|                         |            | <b>TOTAL:</b>           | <b>\$ 7.920,00</b> |

Tabla 5.10. Costos de ingeniería.<sup>89</sup>

### 5.3.2.- Costo Indirecto Total.

En la Tabla 5.11, se indica el costo total indirecto.

| COSTO INDIRECTO TOTAL |                    |
|-----------------------|--------------------|
| Descripción           | Valor              |
| Costos de Ingeniería  | \$ 7.920,00        |
| <b>TOTAL:</b>         | <b>\$ 7.920,00</b> |

Tabla 5.11. Costo Indirecto Total.<sup>90</sup>

<sup>88</sup> Tabla 5.9. Costo Directo Total. Fuente: Por autores.

<sup>89</sup> Tabla 5.10. Costos de Ingeniería. Fuente: Por autores.

<sup>90</sup> Tabla 5.11. Costo Indirecto Total. Fuente: Por autores.

#### 5.4.- RESUMEN DE COSTOS

En la Tabla 5.12, se muestra el resumen de costos, por lo tanto se tiene:

| COSTO TOTAL           |                     |
|-----------------------|---------------------|
| Descripción           | Valor               |
| Costo Directo Total   | \$ 54.918,07        |
| Costo Indirecto Total | \$ 7.920,00         |
| <b>TOTAL:</b>         | <b>\$ 62.838,07</b> |

Tabla 5.12. Resumen de Costos.<sup>91</sup>

Teniendo en cuenta el alcance propuesto de esta tesis; y haciendo referencia a los parámetros analizados de diseño estructural, mecánico, motriz, y térmico, se llegó a determinar el costo de construcción aproximado de la Máquina de Rotomoldeo en un valor de **\$ 62.838,07 dólares**. Cabe aclarar que en el alcance de los autores no está considerado la parte de diseño eléctrico, control y automatización de la Máquina de Rotomoldeo, ya que se consideraría para futuras propuestas externas.

Con esto definido se tiene claro que al costo total obtenido se debería añadir el valor del diseño eléctrico.

Al costo total se compara con el costo de importar una máquina de similares características de la empresa Rotomec, ubicada en EX Works (Nossa Fábrica – Americana – São Paulo – Brasil).<sup>92</sup>

En la Figura 5.2, podemos ver el costo de: Productos Rotomec - Máquina Para Moldeo Rotacional Modelo. Shuttle- 2 Carros- 2500mm.

<sup>91</sup> Tabla 5.12: Resumen de Costos. Fuente: Por autores.

<sup>92</sup> Máquina Para Moldeo Rotacional Modelo. Shuttle- 2 Carros- 2500mm. Página web: <http://www.rotomec.com.br/>



|   |
|---|
| <p><b>PRECIO DEL EQUIPO</b></p> <p><b>USD \$ 159.000,00 (Ciento cincuenta y nueve mil dólares).</b></p> <p><b><i>Nota: Esta confirmación está compuesta por 9 páginas.</i></b></p> <p>Agradeciéndoles de antemano por habernos contactado, aprovechamos la ocasión para saludarlos con nuestra mayor consideración.</p> <p>Cordialmente,</p> <p><b>ROTOMEC ENGINEERING IND. E COM. LTDA</b><br/> <b>Carlos A. S. Andrade.</b><br/> <b>Director Comercial.</b></p> |
|---|

**Figura 5.2:** Costo de la Máquina según Rotomec.

### 5.5.- VALORACIÓN.

El costo de \$ 62.838,07 dólares puede ser en el mercado ecuatoriano relativamente alto, pero es una inversión a mediano plazo, ya que el volumen en cuanto a producción en el mismo es alto.

Por lo tanto comparando lo obtenido con los \$ 159.000,00 dólares propuestos por Rotomec, definitivamente nuestra propuesta es líder en cuanto a fabricación en Ecuador.

La diferencia de precio es:

$$\$ 159.000,00 - \$ 62.838,07 = \$ 96.161,93$$

Y el porcentaje de ahorro “X” es aproximadamente:

$$|\$159.000,00 \rightarrow 100\%|$$

$$|\$65.838,07 \rightarrow X|$$

$$100\% - \left( \frac{100 \times \$62.838,07}{\$159.000,00} \right) = 60.47\% = X$$

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES.

- ✚ Existen varias formas de transformación de materiales plásticos, pero el proceso de Rotomoldeo tiene varias ventajas sobre otras técnicas de procesamiento, por su versatilidad de producir partes huecas de gran tamaño, de una sola pieza, formas complejas, y es un proceso que requiere baja presión, por lo que el equipo y los moldes requeridos son relativamente bajos en costo en comparación de los útiles utilizados en los otros procesos.
- ✚ La temperatura óptima dentro del horno se encuentra entre 250°C y 400°C.
- ✚ Cuando se realiza un producto por rotomoldeo, no está sometido a los esfuerzos que soporta la materia prima en la inyección, la extrusión o el soplado, lo cual resulta en una pieza libre de esfuerzos mecánicos y una resistencia mecánica muy elevada.
- ✚ El espesor de la pieza es uniforme y puede ser aumentado o disminuido sin necesidad de modificar el molde, solamente recurriendo a dosificación de material y calibración de equipo.
- ✚ Las distintas máquinas de rotomoldeo empleadas industrialmente difieren principalmente en la disposición de las distintas estaciones; calentamiento, enfriamiento, carga - descarga y en la forma de transferir los moldes de una estación a otra.
- ✚ La velocidad de rotación óptima para conseguir una distribución adecuada del material dependerá especialmente de la geometría de la pieza que se desee moldear.

- ✚ En las máquinas para rotomoldeo hay tres parámetros fundamentales: capacidad de calentamiento, tiempo promedio por ciclo y la velocidad de rotación del molde.
  
- ✚ En cuanto al diseño de la máquina y sus cálculos teóricos-matemáticos se logró obtener resultados que al comparar con las simulaciones realizadas determinamos que están correctos. Si bien la simulación parte de un modelo matemático; a nuestro alcance logramos canalizar a través del software Autodesk Inventor 2013 una alta confiabilidad con respecto a lo antes nombrado. Teniendo así un porcentaje de error aproximado al 1,93 %
  
- ✚ El porcentaje de ahorro en la fabricación de la máquina de rotomoldeo aquí en Ecuador con respecto a una supuesta importación es de \$ 96.161,93 dólares que es aproximadamente el 60 %, cabe resaltar que en este ahorro porcentual no está considerando el diseño eléctrico, control y automatización de la Máquina de Rotomoldeo, ya que esta fuera del alcance del proyecto.

## RECOMENDACIONES.

- ✚ Es recomendable que el horno se encuentre totalmente hermético y envuelto con un aislante térmico para que no exista perdidas de calor, ya que de haberlo, el quemador deberá encenderse hasta mantener la temperatura necesaria y esto incrementara el consto unitario de producción.
- ✚ Es recomendable mantener una temperatura óptima dentro del horno porque con la transferencia de calor de este hacia el molde se controlará con mayor eficiencia los parámetros de moldeo del polímero.
- ✚ Generar una tabla de parámetros de calibración del equipo en función de espesor-tipo de materia, que sirva de guía durante el proceso de producción.
- ✚ Se recomienda optimizar el sistema o etapa de enfriamiento aplicando agua rociada por atomizador, que consiste en rociar el molde con aire y micro-gotas con agua.
- ✚ El futuro para la industria del moldeo rotacional se ve muy prometedor, tanto por un mercado viable, en crecimiento y como una oportunidad segura de desarrollo profesional. Las proyecciones de crecimiento en el Ecuador en cuanto a la industria de Rotomoldeo es baja por lo que es recomendable la apertura de mercados totalmente nuevos basados en innovación y creatividad de productos nuevos ocupando esta técnica.
- ✚ Se aconseja a nuestros lectores que paralelamente al utilizar esta tesis como método de estudio e investigación se complemente con la construcción de un prototipo de pruebas.
- ✚ Sabiendo que la simulación es el proceso de diseñar un modelo de un sistema real y llevar a término experiencias con él, con la finalidad de comprender el comportamiento de un sistema. Se recomienda que el análisis de sistemas matemáticos y elementos de máquinas se vaya desarrollando paralelamente

con algún software de diseño, ya que en la actualidad es una herramienta potencial.

- ✚ En cuanto al diseño se recomienda una mejora en la caja de piñones, ya que si bien está diseñado por engranajes, hoy en día existen cajas reductoras de salidas perpendiculares que simplemente se acoplan. Es aconsejable a nuestros leyentes se desarrolle un avance de la tesis con alcance al sistema eléctrico y potencia teniendo en cuenta una futura automatización del equipo.

## BIBLIOGRAFÍA.

### LIBROS:

- SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México.
- JUVINALL, R.C., *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*. Limusa, México, 1993.
- McCORMAC, Jack C., *Diseño de Estructuras de Acero Método LRFD*, Alfaomega, 2da Edición, México, 2002.
- LARBURU, N., *Máquinas Prontuario, técnicas máquinas herramientas*, 13ava Edición, Thomson, Madrid, España, 2002.
- MOTT, Robert, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Cuarta Edición, Pearson Educación, México, 2006
- MARÍN Juan M., *Apuntes de Diseño de Máquinas*, 2da. Edición, Imprenta Gamma, España, 2008.
- B.V.KARLEKAR, R.M.DESMOND, *Transferencia de Calor*, McGraw-Hill, México 1995, Segunda Edición.
- YUNUS CENGEL, *Transferencia de calor y masa un enfoque práctico*, Mc.GRAW HILL/INTERAMERICANA EDITORES,S.A, Mexico 2007.
- DONALD Q. KERN. ”*Procesos de transferencia de calor*”. McGraw-Hill. Trigésima primera edición.
- YUNUS CENGEL, *transferencia de calor y masa un enfoque práctico*, Mc.GRAW HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A, Mexico 2007.

- ZEMANSKI, Mark W/DITTMAN, Richard H, Calor y Termodinámica, McGraw-Hill, MADRID1984, Sexta edición.

### **PÁGINAS WEB:**

- [http://materialestecnologias.files.wordpress.com/2011/11/tipos\\_plasticos.gif](http://materialestecnologias.files.wordpress.com/2011/11/tipos_plasticos.gif)
- <http://www.textoscientificos.com/polimeros/moldeado>
- [http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/4928/1/406\\_SECCIONES%20COMPUESTAS%20DE%20ACERO-CONCRETO%20\(METODO%20LRFD\).pdf](http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/4928/1/406_SECCIONES%20COMPUESTAS%20DE%20ACERO-CONCRETO%20(METODO%20LRFD).pdf)
- <http://www.construccionenacero.com/noticias/Documents/Especificaciones%20AISC%202005/Especificaciones%20AISC%202005%20con%20impresion%20alta%20calidad.pdf>
- [http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados\\_apuntes\\_CAPITULO\\_VENTILADORES](http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES)
- <http://www.construccionenacero.com/noticias/Documents/Especificaciones%20AISC%202005/Especificaciones%20AISC%202005%20con%20impresion%20alta%20calidad.pdf>
- <http://es.scribd.com/doc/36912873/E090-METALICAS>
- [http://www.solerpalau.es/herramientas\\_04\\_04.html](http://www.solerpalau.es/herramientas_04_04.html)
- [http://www.frio7.com/docutech/conceptos\\_climatizacion.pdf](http://www.frio7.com/docutech/conceptos_climatizacion.pdf)
- [http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados\\_apuntes\\_CAPITULO\\_CALCULO\\_CONDUCTOS](http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_CALCULO_CONDUCTOS)

**ANEXOS.**