

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA  
EXTRACCIÓN DE ZUMO DE NARANJA, MANDARINA Y LIMÓN

HOLMAN ANTONIO SÁNCHEZ BARRERA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA

2021

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA  
EXTRACCIÓN DE ZUMO DE NARANJA, MANDARINA Y LIMÓN

HOLMAN ANTONIO SÁNCHEZ BARRERA

Trabajo de grado para optar por el título de

INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR

Manuel de Jesús Martínez

PhD. Mecánica Computacional

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA

2021

## **DEDICATORIA**

A Dios quien me guía, me de la paz y la fortaleza para afrontar el día a día.

A mi madre Eva Barrera quien desde niño me enseñó a persistir y a ver la vida de un buen modo independiente de la situación; madre daría lo que fuera para que estuvieses a mi lado; ayudare a las personas el resto de mi vida como tú lo hiciste.

A mi padre Antonio María Sánchez quien me apoyo durante todo este proceso, con su sabiduría y consejos me dio la fuerza y tranquilidad para afrontar los retos de mi vida y creer en cada uno de mis objetivos como lo es este.

## **AGRADECIMIENTOS**

A mi Familia por su colaboración durante este largo proceso, sé que ha valido la pena cada día para este logro y espero muy pronto devolver el apoyo que ustedes me han brindado.

A mi director de grado el profesor PhD Manuel de Jesús Martínez, quien desde un inicio me proporciono la confianza y el apoyo para este proyecto.

A mis grandes amigos quienes me apoyaron y ayudaron en el transcurso de mi carrera, en especial a Luis Angulo, Heiner Fabian Vega, Brayan Palacios, Avelino Gil y Manuel Ballesteros quienes me dieron la mano en los malos momentos y con quienes disfrute de los buenos, en esta vida pasajera doy gracias a Dios por colocarlos en mi camino, quiero compartir más experiencias al lado de ustedes quienes enriquecen y llenan mi vida.

## TABLA DE CONTENIDO

|  | Pág. |
|--|------|
| 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....            | 14   |
| 2. JUSTIFICACION .....                         | 15   |
| 3. OBJETIVOS .....                             | 16   |
| 3.1 OBJETIVO GENERAL .....                     | 16   |
| 3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....                | 16   |
| 4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN .....          | 16   |
| 5. DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD .....      | 17   |
| 5.1 REQUERIMIENTOS DEL CONSUMIDOR .....        | 17   |
| 5.2 ORGANIZACIÓN DE REQUERIMIENTOS .....       | 17   |
| 5.3 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS .....        | 20   |
| 5.3.1 Alternativa 1 .....                      | 20   |
| 5.3.2 Alternativa 2 .....                      | 21   |
| 5.3.3 Alternativa 3 .....                      | 22   |
| 6. ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN RECOPIADA .....  | 25   |
| 7. GESTIÓN DE TRABAJO .....                    | 27   |
| 7.1 IDENTIFICACIÓN DE TAREAS Y SUBTAREAS ..... | 27   |
| 7.1.1 Fase de Investigación .....              | 27   |
| 7.1.2 Fase de Diagnóstico .....                | 27   |
| 7.1.3 Fase de diseño conceptual .....          | 27   |
| 7.1.4 Fase de diseño en detalle .....          | 27   |
| 7.1.5 Fase de construcción .....               | 28   |
| 7.1.6 Pruebas del prototipo .....              | 28   |

|  |    |
|--|----|
| 7.1.7 Elaboración de las memorias del proyecto .....                 | 28 |
| 7.2 DIAGRAMA DE PLANEACION .....                                     | 29 |
| 8 IDENTIFICACIÓN DE RECURSOS NECESARIOS.....                         | 30 |
| 9. PRESUPUESTO .....   | 30 |
| 10 DISEÑO EN DETALLE .....   | 31 |
| 10.1 PRUEBA DE CORTE.....  | 35 |
| 10.2 PRUEBA DE APLASTAMIENTO .....                                   | 37 |
| 10.3 ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS .....                      | 40 |
| 10.4 GEOMETRIA DEL SISTEMA DE EXPRIMIDO .....                        | 40 |
| 11. CÁLCULO DE LAS FUERZAS Y MOMENTOS RESULTANES EN EL SISTEMA ..... | 41 |
| 11.1 FUERZAS Y MOMENTOS EN EL SISTEMA DE EXPRIMIDO.....              | 43 |
| 11.2 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA .....                        | 51 |
| 11.3 DISEÑO DE ENGRANAJES RECTOS .....                               | 53 |
| 11.4 DISEÑO DE ENGRANAJES CONICOS .....                              | 64 |
| 11.5 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.....                                | 71 |
| 11.6 DISEÑO DE LOS EJES .....  | 73 |
| 11.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA.....                          | 78 |
| 12. FASE DE CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA.....                | 80 |
| 13. MANUAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENO.....                        | 91 |
| CONCLUSIONES .....   | 93 |
| BIBLIOGRAFÍA .....   | 94 |

## LISTA DE FIGURAS

|   | <b>Pág.</b> |
|---|-------------|
| Figura. 1 Extractor automático de zumo de naranja .....                                 | 15          |
| Figura. 2 Matriz QFD .....  | 19          |
| Figura. 3 Extractor de zumo de naranja, mandarina y limón .....                         | 20          |
| Figura. 4 Extractor de zumo de naranja, mandarina y limon .....                         | 21          |
| Figura. 5 Extractor de zumo de naranja, mandarina y limón .....                         | 22          |
| Figura. 6 Alternativa ganadora.....   | 23          |
| Figura. 7 Diagrama de flujo .....   | 24          |
| Figura. 8 Diagrama de Project .....   | 29          |
| Figura. 9 Geometría sistema de exprimido.....   | 40          |
| Figura. 10 Geometría de exprimido con fuerzas y momentos .....                          | 41          |
| Figura. 11 Fuerzas y momentos con sus distancias del sistema de corte y exprimido ..... | 43          |
| Figura. 12 Sistema de corte y exprimido .....   | 50          |
| Figura. 13 Sistema de transmisión de potencia con engranajes rectos .....               | 51          |
| Figura. 14 Transmisión de potencia por engranajes cónicos.....                          | 53          |
| Figura. 15 Diseño del eje motriz.....   | 76          |
| Figura. 16 Diseño del eje conducido.....  | 76          |
| Figura. 17 Sistema de transmisión de Potencia.....                                      | 77          |
| Figura. 18 Chasis, Almacenamiento y suministro.....                                     | 78          |
| Figura. 19 Modelo CAD de la Máquina Completa .....                                      | 79          |
| Figura. 20 Mecanizado de ejes motriz y conducido.....                                   | 80          |
| Figura. 21 Mecanizado de engranajes rectos .....  | 80          |
| Figura. 22 Mecanizado de moldes macho.....  | 81          |
| Figura. 23 Mecanizado de moldes hembra .....  | 81          |
| Figura. 24 Mecanizado de separador de fruta .....                                       | 82          |
| Figura. 25 Doble de lámina inoxidable .....   | 82          |
| Figura. 26 Corte de tubos sección cuadrada .....  | 83          |
| Figura. 27 Corte de lámina inoxidable .....   | 83          |
| Figura. 28 Unión para base de tubos cuadrados .....                                     | 84          |

|   |    |
|---|----|
| Figura. 29 Unión tubos con lámina inoxidable .....  | 84 |
| Figura. 30 Ensamblaje de piezas .....   | 85 |
| Figura. 31 Ensamblaje de sistema de transmisión de potencia y sistema de corte y exprimido..... | 86 |
| Figura. 32 Prueba de máquina en vacío .....   | 87 |
| Figura. 33 Prueba de máquina cargada.....   | 88 |
| Figura. 34 Máquina en funcionamiento .....  | 89 |
| Figura. 35 Resultados de la prueba.....   | 90 |
| Figura. 36 Retiro del sistema de corte y exprimido.....   | 91 |
| Figura. 37 Mantenimiento interno de la máquina .....  | 92 |

## LISTA DE TABLAS

|  | Pág. |
|--|------|
| Tabla 1 Orden de los requerimientos.....                         | 18   |
| Tabla 2 Criterios de evaluación.....                             | 18   |
| Tabla 3 Evaluación de alternativas.....                          | 23   |
| Tabla 4 Presupuesto.....   | 30   |
| Tabla 5 Tamaño de muestra de las naranjas.....                   | 31   |
| Tabla 6 Tamaño de muestra de las mandarinas .....                | 33   |
| Tabla 7 Tamaño de muestra de los limones .....                   | 34   |
| Tabla 8 Prueba de corte de las naranjas.....                     | 36   |
| Tabla 9 Prueba de corte de los limones.....                      | 36   |
| Tabla 10 Prueba de corte de las mandarinas .....                 | 37   |
| Tabla 11 Prueba de aplastamiento de las naranjas.....            | 37   |
| Tabla 12 Prueba de aplastamiento de los limones.....             | 38   |
| Tabla 13 Prueba de aplastamiento de las mandarinas .....         | 39   |
| Tabla 14 Vistas del molde hembra .....                           | 42   |
| Tabla 15 Fuerzas en el molde hembra 1.....                       | 44   |
| Tabla 16 Momentos en el molde hembra 1 .....                     | 44   |
| Tabla 17 Fuerzas y Momentos resultantes del molde hembra 1 ..... | 45   |
| Tabla 18 Fuerza en el molde hembra 2 .....                       | 45   |
| Tabla 19 Momentos en el molde hembra 2 .....                     | 45   |
| Tabla 20 Fuerzas y momentos resultantes del molde hembra 2.....  | 46   |
| Tabla 21 Vistas del molde macho .....                            | 46   |
| Tabla 22 Fuerzas sobre el molde macho 1 .....                    | 47   |
| Tabla 23 Momentos sobre el molde macho 1 .....                   | 48   |
| Tabla 24 Fuerzas y momentos resultantes del molde macho 1 .....  | 48   |
| Tabla 25 Fuerzas sobre el molde macho 2 .....                    | 48   |
| Tabla 26 Momentos sobre el molde macho 2.....                    | 49   |
| Tabla 27 Fuerzas y momentos resultantes del molde macho 2 .....  | 49   |
| Tabla 28 Fuerzas y momentos resultantes en los 4 moldes.....     | 49   |

|  |    |
|--|----|
| Tabla 29 Especificaciones del engranaje recto .....          | 63 |
| Tabla 30 Especificaciones del piñón recto .....              | 63 |
| Tabla 31 Especificaciones técnicas del engranaje cónico..... | 70 |
| Tabla 32 Especificaciones técnicas del piñón cónico .....    | 70 |
| Tabla 33 Especificaciones técnicas del motorreductor .....   | 72 |

## LISTA DE ANEXOS

|  | Pág. |
|--|------|
| Anexo A Diseño y procedimiento para engranajes rectos.....   | 95   |
| Anexo B Diseño y procedimiento para engranajes cónicos.....  | 104  |
| Anexo C Selección del motorreductor.....   | 113  |
| Anexo D Tablas guía del libro diseño de máquinas de Norton .....                                     | 115  |
| Anexo E Características y materiales para engranajes del libro elementos de máquinas de Hamrock..... | 116  |
| Anexo F Tablas para el diseño de ejes del libro de diseño de elementos de máquinas de mott .....     | 118  |
| Anexo G Planos de la máquina.....  | 121  |

## RESUMEN

**TITULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MAQUINA AUTOMATIZADA PARA EXTRACCION DE ZUMO DE NARANJA, MANDARINA Y LIMON. \*

**AUTOR:** Holman Antonio Sánchez Barrera\*\*

**PALABRAS CLAVE:** Diseño, prototipo, exprimidora, industrial, frutas, cítricos.

### DESCRIPCIÓN:

Día a día la creciente demanda por el consumo de alimentos saludables en el ser humano lleva a que la industria alimenticia se plantee nuevos métodos para la elaboración de estos productos como lo son los zumos, en específico de cítricos como la naranja, mandarina y limón.

La mayor parte de personas y empresas involucradas en la elaboración de dicho zumo actualmente siguen elaborando estos productos por métodos manuales, mecánicos y algunos eléctricos, sin embargo, ninguno de estos elementos satisface las necesidades actuales de las personas y más en un mundo cambiante y globalizado como lo es ahora.

Por ello es necesario implementar nuevos modelos y máquinas innovadoras que contribuyan a dichos procesos de elaboración de zumo, optimizado su tiempo, aumentando su calidad e higiene. Además, ayuda al sector agrícola aumentando su producción y generación de empleo, siendo este uno de los sectores económicos principales en nuestro país.

El objetivo de este proyecto es el diseño y construcción de maquina automatiza de extracción de cítricos como la naranja, mandarina y limón, siendo una alternativa a la hora de elaborar zumos en diferentes sectores económicos como, cafeterías, hoteles, restaurantes y en el hogar, permitiendo a las personas realizar este proceso de forma práctica y automática. Adicionalmente existen muy pocas empresas colombianas que fabriquen y distribuyan este tipo de maquinaria lo cual hace un aporte al crecimiento industrial de la región y creación de emprendimiento.

---

\*Trabajo de grado

\*\*Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica,  
Director Manuel de Jesús Martínez, Ingeniero Mecánico

## **ABSTRACT**

**TITLE:** DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN AUTOMATED MACHINE FOR THE EXTRACTION OF ORANGE, TANGERINE AND LEMON JUICE. \*

**AUTHOR:** Holman Antonio Sánchez Barrera \*\*

**KEY WORDS:** Design, prototype, juicer, industrial, fruit, citrus.

### **DESCRIPTION:**

Day by day the growing demand for the consumption of healthy foods in humans leads the food industry to consider new methods for the production of these products such as juices specifically citrus fruits such as orange, mandarin and lemon.

Most of the people and companies involved in the production of said juice currently continue to make these products by manual, mechanical and some electrical methods, however, none of these elements satisfy the current needs of people and more in a changing and globalized world. as it is now.

For this reason, it is necessary to implement new models and innovative machines that contribute to these juice production processes, optimizing their time, increasing their quality and hygiene. In addition, it helps the agricultural sector by increasing its production and generating employment, this being one of the main economic sectors in our country.

The objective of this project is the design and construction of an automated citrus extraction machine such as orange, mandarin and lemon, being an alternative when making juices in different economic sectors such as cafes, hotels, restaurants and at home, allow people to carry out this process in a practical and automatic way. In addition, there are very few Colombian companies that manufacture and distribute this type of machinery, which contributes to the industrial growth of the region and the creation of entrepreneurship.

---

\* Degree work

\*\* Faculty of Physico-Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Director Manuel de Jesús Martínez, Mechanical Engineer

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La industria alimentaria se encarga de transformar productos procedentes del sector agropecuario. Los procesos de transformación y elaboración de producción alimentarios tienen como objetivo satisfacer las necesidades generadas por los hábitos alimentarios de los consumidores, es por ello necesario potenciar las cualidades de cada producto.

La creciente demanda de consumo de jugos naturales, en especial los jugos de naranja, mandarina y limón debido a sus propiedades nutricionales y beneficios que aporta al cuidado del cuerpo y salud, está siendo promovida por la cultura fitness (en buena forma) que no solo incluye una rutina de ejercicios, sino también una nutrición apropiada que es vital para el desarrollo de una vida sana, sin embargo se debe tener en cuenta ciertos factores como lo dice Lina Cano, nutricionista de Bodytech “lo recomendable es tomarlos tres o cuatro veces a la semana, en horas de la mañana, recién preparado”. Estos factores han llevado a que empresas fabricantes de bebidas busquen una nueva forma de venta del producto que se ajuste a las necesidades del cliente.

Aunado a lo anterior, la extracción de zumo de naranja, mandarina y limón convencional no está cumpliendo con estos requisitos, porque conlleva un gran esfuerzo físico y de tiempo, originando una mínima producción y baja velocidad de servicio.

En la ciudad Bucaramanga Santander, muchas micro y medianas empresas de extracción de jugo no son lejanas a esta problemática y requieren aumentar su producción, estandarizando sus procesos de fabricación y mejorar la calidad de su producto, para obtener una bebida fresca y saludable, atendiendo a las necesidades del mercado actuales.

## 2. JUSTIFICACION

Con el fin de contribuir a la misión de la universidad industrial de Santander y atender las necesidades de la sociedad actual, este proyecto de grado se enfocará en áreas de diseño y automatización en la industria de producción de jugo de naranja, mandarina y limonada, realizando la estandarización del proceso de extracción de zumo de estas frutas de forma eficiente y optimizando la materia prima y su tiempo de preparación.

Debido a la creciente demanda de zumo, se requieren nuevos métodos de preparación ya que el empleado actualmente y por más de diez años es artesanal y no cumple con las necesidades actuales del mercado.

Por ende, este proyecto aporta innovación en la extracción de zumo de naranja, mandarina y limón de manera más rápida, segura y con un alto estándar de salubridad y calidad, haciendo que sea más practica la forma de preparación de este, acelerando sus procesos de producción de forma estandarizada y ahorrando esfuerzo humano. Además, en Colombia no hay empresas productoras enfocadas en este tipo de maquinaria.

Un ejemplo de extractor de zumo de naranja es el presentado por la empresa española zumex, la cual ha tenido una gran acogida tanto a nivel nacional como internacional, convirtiéndose en el líder mundial de exprimidores automáticos de frutas y verduras.

*Figura. 1 Extractor automático de zumo de naranja*



*Fuente: [www.zumex.com](http://www.zumex.com)*

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

Desarrollar una máquina automatizada para extracción de zumo de naranja, mandarina y limón que permita mejorar el método de producción, disminuyendo su tiempo y mejorando su calidad de manera innovadora y práctica.

#### **3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar la alternativa que cumpla con una producción de 20 frutas por minuto, automatizada, de bajo costo, portable y cuente con la normatividad de seguridad, higiene y salubridad.
- Diseñar un modelado el cual permita la identificación y proceso de extracción de zumo.
- Realizar el análisis de simulación de acuerdo a las cargas en las que se verá afectada la maquina
- Realizar el proceso de automatización teniendo en cuenta las variables de entrada de la maquina
- Hacer una prueba de la maquina en campo comprobando su correcto funcionamiento
- Realizar un manual de operación y mantenimiento de la máquina

### **4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN**

Teniendo en cuenta los diferentes parámetros establecidos por el cliente, se diseñan tres alternativas de las posibles soluciones al problema planteado anteriormente y teniendo en cuenta los parámetros establecidos en la matriz QFD, la cual se presenta a continuación.

Además, se evaluarán cada una de las propuestas y se efectuara la mejor solución ya sea solo la alternativa escogida o una combinación de estas.

## 5. DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD

### 5.1 REQUERIMIENTOS DEL CONSUMIDOR

- ✓ Velocidad
- ✓ Tamaño de la máquina
- ✓ Costo
- ✓ Portabilidad
- ✓ Forma
- ✓ Estética
- ✓ Dimensiones de la fruta
- ✓ Automática
- ✓ Fácil de manejar (uso)
- ✓ Fácil de limpiar
- ✓ Seguro
- ✓ Desarmable
- ✓ Peso
- ✓ Vida útil
- ✓ Materiales

### 5.2 ORGANIZACIÓN DE REQUERIMIENTOS

- ✓ Velocidad (rpm)
- ✓ Potencia
- ✓ Consumo de energía
- ✓ Costo
- ✓ Materiales
- ✓ Automatización
- ✓ Mecanismo de extracción
- ✓ Mantenimiento
- ✓ Tamaño
- ✓ Factor diferenciador
- ✓ Productividad

- ✓ Sistema de transmisión
- ✓ Vibración
- ✓ Peso
- ✓ Movilidad

*Tabla 1 Orden de los requerimientos*

| REQUERIMIENTOS          | RESULTADOS |    |
|-------------------------|------------|----|
| Costo                   | 355        | 1  |
| Sistema de extracción   | 335        | 2  |
| Automatización          | 295.8      | 3  |
| Materiales              | 239.2      | 4  |
| Velocidad               | 208.3      | 5  |
| Peso                    | 207.5      | 6  |
| Tamaño de la máquina    | 200        | 7  |
| Productividad           | 192.5      | 8  |
| Sistemas de transmisión | 178.3      | 9  |
| Innovación              | 166.7      | 10 |
| Potencia                | 162.5      | 11 |
| Mantenimiento           | 135.8      | 12 |
| Vibración               | 115        | 13 |
| Consumo de energía      | 115        | 14 |
| Movilidad               | 102.5      | 15 |

Por medio de la matriz QFD, identificando y evaluando cada requerimiento, se determinaron las prioridades tanto del consumidor o cliente y las del diseñador o ingeniero, para así plantear una solución que beneficie el resultado del proyecto. De esta forma se logra adquirir los cinco requerimientos primordiales (ver tabla 1) los cuales se tomarán como base para la evaluación de alternativas (ver tabla 2).

*Tabla 2 Criterios de evaluación*

| CRITERIOS DE EVALUACIÓN |        |
|-------------------------|--------|
| Costo                   | 24,77% |
| Sistema de extracción   | 23,37% |
| Automatización          | 20,64% |
| Materiales              | 16,69% |
| Velocidad               | 14,53% |



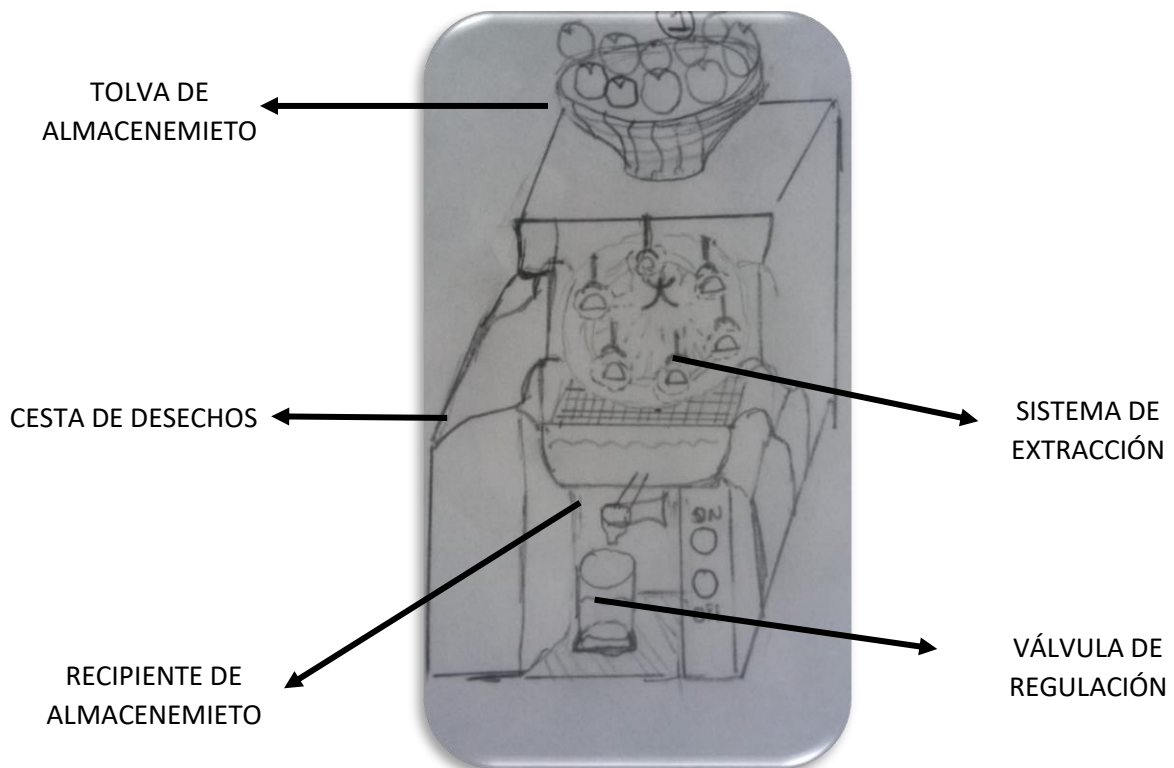
### 5.3 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Una vez obtenidos los resultados de la matriz QFD y evidenciando los cinco criterios principales para el diseño de la maquina automática de extracción de zumo de naranja, mandarina y limón se bosquejan tres posibles soluciones o alternativas para dicha máquina.

#### 5.3.1 Alternativa 1

En este sistema se busca una forma rápida de producción de zumo ; este empieza con la tolva de forma cilíndrica en la parte superior de la máquina donde la fruta baja por la fuerza de gravedad por medio de un tubo hasta llegar a la cuchilla que divide en dos a la fruta, colocándola en una base, la cual tiene capacidad de almacenar tres frutas, una vez colocada la fruta el sistema de extracción empieza bajando los brazos hidráulicos para cada parte de la fruta permitiendo así obtener el zumo , que pasara por medio de unas rejillas que detendrán el paso de semilla y restos .

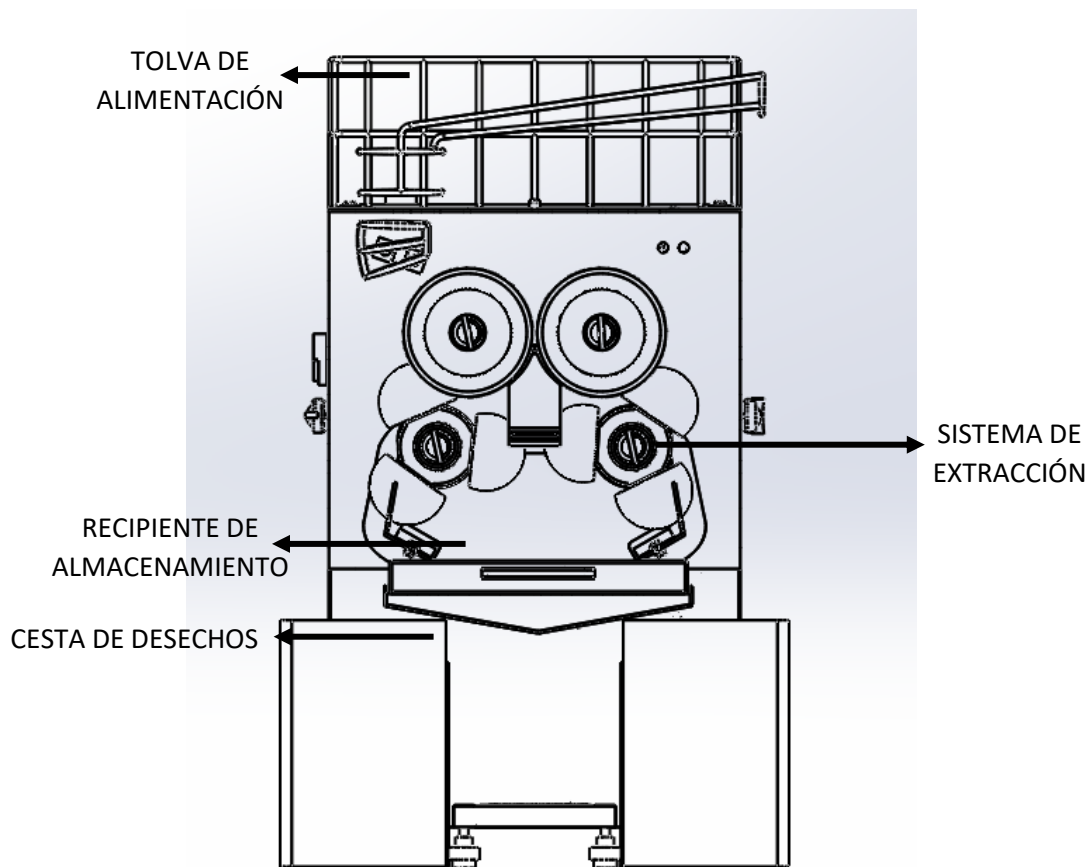
*Figura. 3 Extractor de zumo de naranja, mandarina y limón*



### 5.3.2 Alternativa 2

Con el fin de reducir al máximo los costos del producto, esta máquina empieza su funcionamiento con una tolva rectangular en la parte superior de está permitiendo el ingreso de la fruta por fuerza el mecanismo se acciona por medio de cuatro engranajes rectos, sacando el máximo liquido posible de forma unitaria es decir fruta por fruta, pasando por una tamiz que restringirá el paso de semillas y restos de la pulpa, donde se almacenara en un contenedor que permitirá por medio de una válvula la salida del zumo.

*Figura. 4 Extractor de zumo de naranja, mandarina y limon*



### 5.3.3 Alternativa 3

Dando una forma innovadora y llamativa a la máquina se diseña una máquina atractiva a la vista del consumidor, en su parte superior lleva una tolva de forma elíptica conectada a una tubería que conecta al ingreso de la máquina, transportando la fruta por un camino largo y atractivo donde desembocara en división de la fruta ubicando cada parte cortada en un cilindro que almacenara 8 partes naranjas, una vez se encuentra allí un brazo hidráulico se accionara como el moviendo de la mano cuando la cerramos permitiendo la obtención de zumo que pasara por una rejillas que restringirán el paso de las semillas y restos de pulpa, donde se almacenará en un recipiente rectangular, donde finalmente por medio de una válvula regulará la salida del zumo.

*Figura. 5 Extractor de zumo de naranja, mandarina y limón*

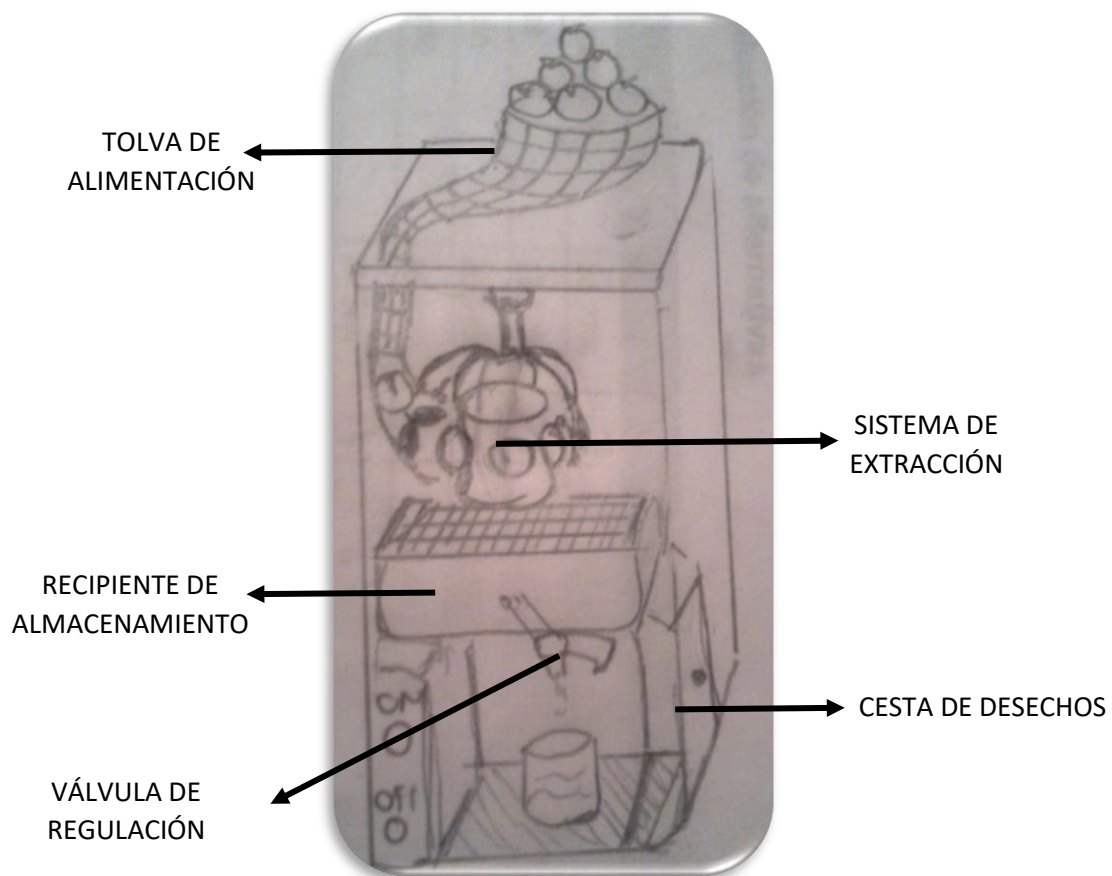


Tabla 3 Evaluación de alternativas

| Criterios de evaluación |        | Alternativa 1 |      | Alternativa 2 |      | Alternativa 3 |      |
|-------------------------|--------|---------------|------|---------------|------|---------------|------|
| Costo                   | 24,77% | 3             | 0,74 | 4             | 0,99 | 3             | 0,74 |
| Sistema de extracción   | 23,37% | 5             | 1,17 | 5             | 1,17 | 4             | 0,93 |
| Automatización          | 20,64% | 4             | 0,83 | 4             | 0,83 | 4             | 0,83 |
| Materiales              | 16,69% | 4             | 0,67 | 4             | 0,67 | 5             | 0,83 |
| Velocidad               | 14,53% | 5             | 0,73 | 5             | 0,73 | 4             | 0,58 |
| Total                   | 100%   | 4,13          |      | 4,38          |      | 3,92          |      |

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos la alternativa número 2 es superior frente a las otras, sin embargo se realizarán diversos cambios para que esta alternativa potencie las características representativas.

Figura. 6 Alternativa ganadora

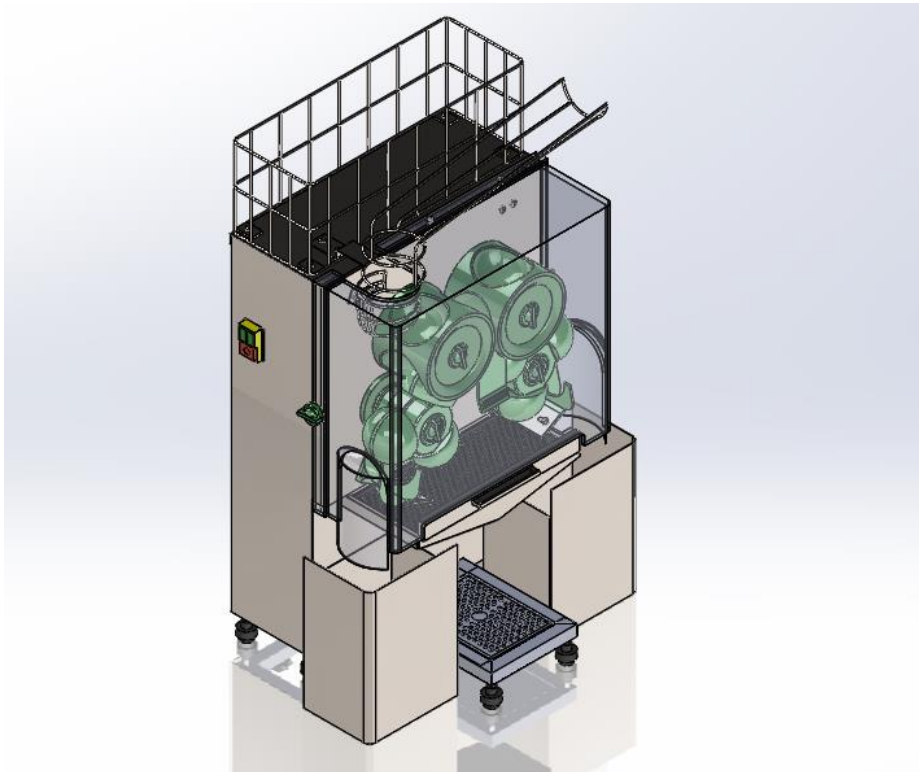
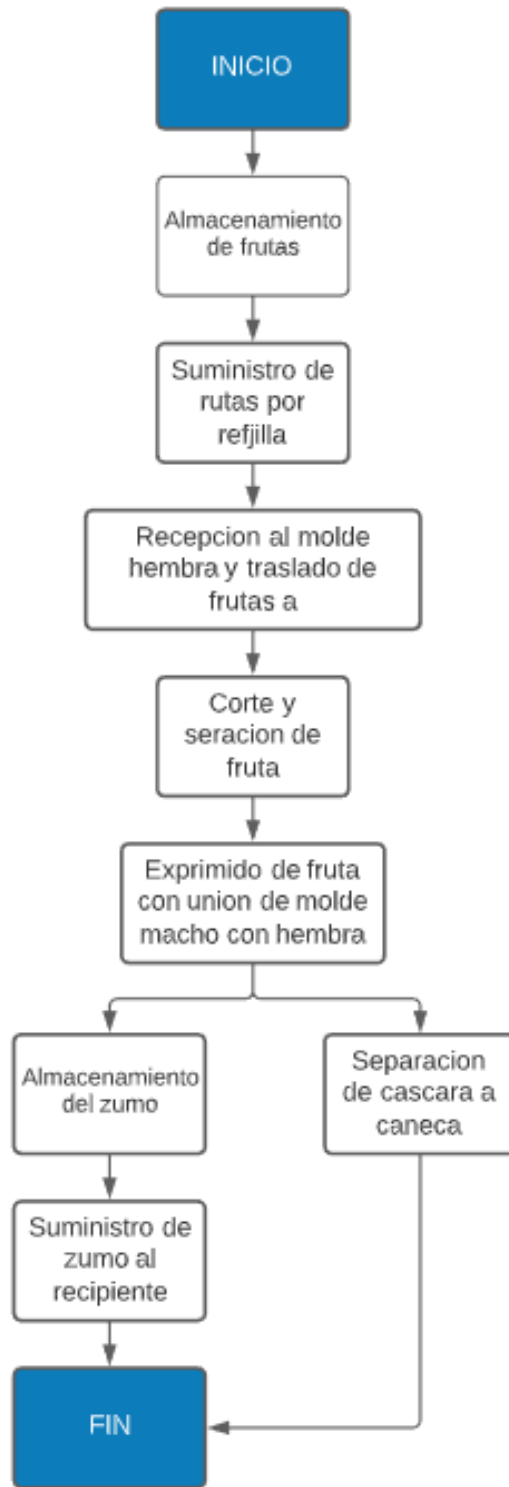


Figura. 7 Diagrama de flujo



## 6. ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN RECOPIADA

Para este proyecto se requiere obtener la mejor y mayor información acerca de las diferentes temáticas que interactúen con este, con el fin de reforzar y afianzar nuestros conocimientos, para esto se consultaron, libros, artículos y tesis de grado teniendo así una perspectiva amplia determinando o descartando factores esenciales para el desarrollo de este proyecto.

- JARRIN, Edison. Diseño y construcción de una maquina extractora de naranja de 12 unidades por minuto de capacidad. Ecuador: Escuela Politécnica Nacional, 2010.209p.

Este proyecto de grado muestra como la naranja ha tenido importancia durante la historia debido a las grandes migraciones que ocurrían en el oriente hace unos 20 millones de años. Además, muestra las características que hacen a esta fruta tan importante en el consumo de las personas, donde contiene proteínas, potasio, calcio, zinc, vitaminas C, B5, A, B1, B6 que benefician al cuerpo de diversas formas, compuesta por una fuerte corteza y culla porción está dividida en membranas radiales, las cuales contienen vesículas que contienen el jugo y una cantidad variable de semillas. También se muestra los diferentes métodos de extracción de zumo de naranja y como han ido evolucionando según las necesidades de cada momento hasta la actualidad.<sup>1</sup>

- Pedro, Catarina, and Pássaro Carvalho, 'Industrialización de Cítricos y Valor Agregado', Cítricos: Cultivo, Poscosecha e Industrialización. Colombia: Universidad de Antioquia, 2012, pp. 307–42

El artículo habla del gran aumento que está teniendo el consumo de zumo de naranja sin concentrado conocido por su sigla en inglés NFC (Not From Concentrate) y los diferentes tipos de zumo establecidos por CODEX STAN 247-20053, dando a este proyecto información de gran relevancia permitiendo un

---

<sup>1</sup> 'Escuela Politécnica Nacional', 2010.

enfoque técnico y reconociendo que la industrialización de consumo de jugo fresco tenga escalabilidad. <sup>2</sup>

- Ariño Latorre, Carlos Vicente; Romero Perez, Julio Ariel; Sanchis Llopis, Roberto, *Automatización Industrial, Automatizacion Industrial*, España: 2010, 258p.

Este libro es fundamental para el desarrollo de proyecto gracias a que muestra las diferentes aplicaciones que se pueden dar a la industria con los sistemas de control implementados en maquina como es el caso de la máquina de extracción de jugo permitiendo así una optimización del proceso y una mejorar calidad del producto y presidiendo de un operario.<sup>3</sup>

- HAMROCK, Bernard J. *Fundamentals of machine elements*.2nd ed., Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2005, 942p.

En este libro se puede encontrar la información necesaria para el cálculo de algunos elementos mecánicas como la transmisión de potencia de la máquina de extracción de zumo de naranja, a su vez las propiedades mecánicas que cuentan algunos materiales fundamentales para la creación de diversas máquinas.

- FANDELI. *Catálogo general de productos*, Alemania: Siemens, 2014, 188p.  
En este catálogo es importante para la elaboración de este proyecto debido a la información suministrada como los diferentes accesorios y elementos para la automatización de diversas maquinas industriales.

---

<sup>2</sup> Catarina Pedro and Pássaro Carvalho, 'Industrialización de Cítricos y Valor Agregado', *Cítricos: Cultivo, Poscosecha e Industrialización*, 2012, 307–42.

<sup>3</sup> Roberto Ariño Latorre, Carlos Vicente; Romero Perez, Julio Ariel; Sanchis Llopis, *Automatización Industrial, Automatizacion Industrial*, 2010.

## 7. GESTIÓN DE TRABAJO

### 7.1 IDENTIFICACIÓN DE TAREAS Y SUBTAREAS

#### 7.1.1 Fase de Investigación

- Identificación de la necesidad
- Determinación de los recursos necesarios
- Recopilación de Bibliografía y conceptualización
- Planteamiento de objetivos
- Justificación de la solución
- Presentación del plan de trabajo de Grado

Tiempo requerido: 6 semanas.

#### 7.1.2 Fase de Diagnóstico

- Establecer las consecuencias y repercusiones.
- Conceptualización de los requerimientos del cliente.
- Establecer el ordenamiento de los requerimientos.

Tiempo requerido: 3 semanas.

#### 7.1.3 Fase de diseño conceptual

- Diseño de alternativas
- Evaluación de alternativas
- Cálculos a partir de la mejor de las alternativas

Tiempo requerido: 4 semanas.

#### 7.1.4 Fase de diseño en detalle

- Dimensionamiento del prototipo
- Diseño geometría de corte
- Diseño sistema de extracción
- Diseño de transmisión
- Diseño en CAD

Tiempo requerido: 6 semanas.

#### 7.1.5 Fase de construcción

- Diseño en CAE
  - Compra de materiales
  - Trabajo de taller
- Tiempo requerido: 5 semanas.

#### 7.1.6 Pruebas del prototipo

- Transporte y ubicación del prototipo.
  - Instalación, adecuación y ajustes
  - Realización de pruebas de funcionamiento
  - Análisis de resultados
- Tiempo requerido: 3 semanas.

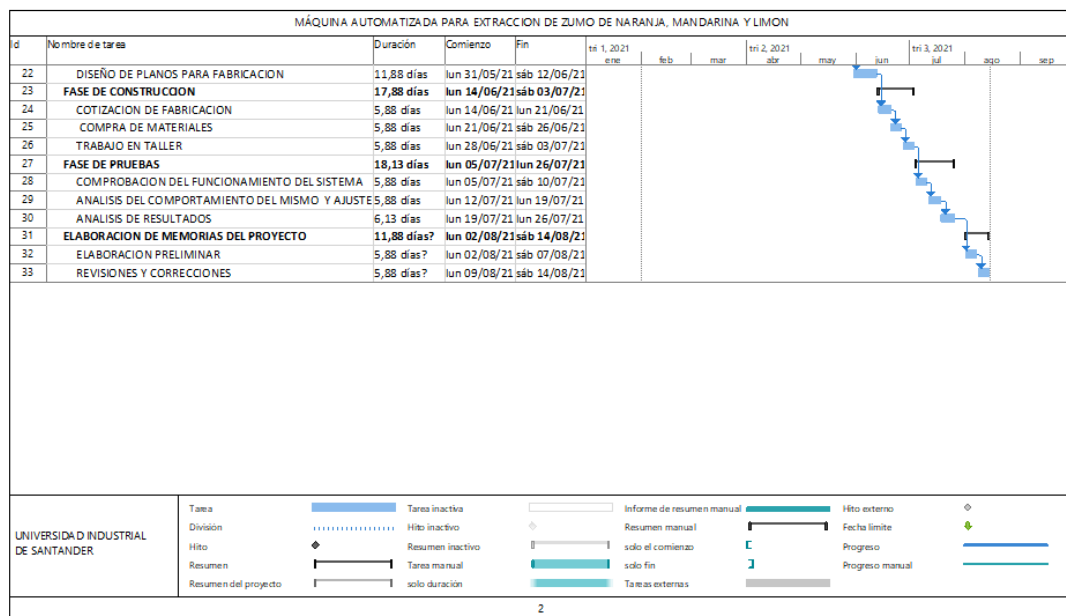
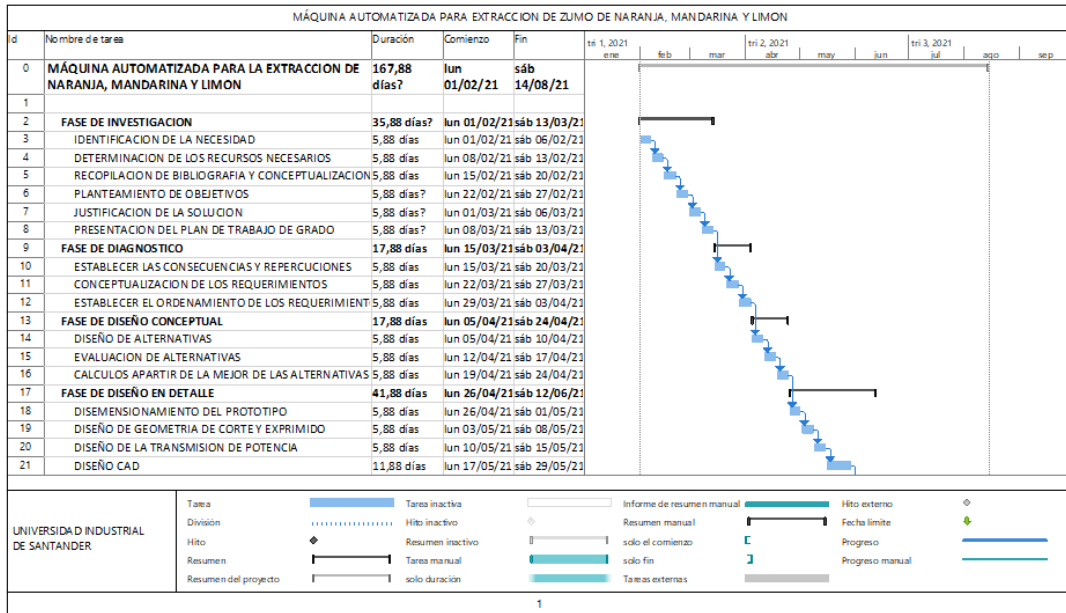
#### 7.1.7 Elaboración de las memorias del proyecto

- Elaboración preliminar
  - Revisiones y correcciones
- Tiempo requerido: 2 semanas.

## 7.2 DIAGRAMA DE PLANEACION

En la figura 6 se muestra la planeacion con los items y parametros requeridos para la realizacion del diseño y construccion una maquina extraccion de zumo de naranja,mandarina y limon automatizada.

Figura. 8 Diagrama de Project



## 8 IDENTIFICACIÓN DE RECURSOS NECESARIOS

Es necesario identificar todas las herramientas y elementos que serán utilizados durante el desarrollo del proyecto de grado, para así establecer el valor del uso y definir los costos globales.

Las herramientas y materiales son:

- Computadora personal
- Libros sobre diseño de máquinas y automatización
- Láminas de acero inoxidable
- Software de diseño CAD
- Software de diseño CAE
- Documentación extracción de zumo de naranja
- Gastos de papelería
- Instrumentos automatización

## 9. PRESUPUESTO

*Tabla 4 Presupuesto*

| ITEM  | VALOR       |
|---|-------------|
| <b>Producción intelectual</b>                         | \$4'000.000 |
| <b>Asesoría del director</b>                          | \$2'000.000 |
| <b>Bibliografía (Libros, catálogos, normas, etc.)</b> | \$500.000   |
| <b>Papelería</b>                                      | \$300.000   |
| <b>Chasis</b>   | \$500.000   |
| <b>Sistema de transmisión</b>                         | \$600.000   |
| <b>Sistema de extracción</b>                          | \$300.000   |
| <b>Automatización</b>                                 | \$500.000   |
| <b>Transporte</b>                                     | \$200.000   |
| <b>Subtotal</b>                                       | \$8'900.000 |
| <b>Imprevistos</b>                                    | 10%         |
| <b>TOTAL</b>  | \$9'790.000 |

Fuente: elaboración propia

Características de cada fruta

Tipos de máquinas en el mercado actual

## 10 DISEÑO EN DETALLE

Inicialmente se toma el dimensionamiento de las naranjas, mandarinas y limones con una muestra de 10 frutas por cada una, esto con el fin de establecer el tamaño de los moldes macho y hembra, la fuerza y el momento que se debe aplicar en el sistema. A continuación, se muestra la muestra para el diseño con su respectivo dimensionamiento el cual es tomado con un pie de rey y para la masa de la fruta una gramera de 5kg

*Tabla 5 Tamaño de muestra de las naranjas*





| Dimensionamiento(mm)  |              | Masa(g)  |
|---|--------------|--|
|  |              |  |
| No de Naranja   | Diámetro(mm) | Masa (Kg)  |
| 1   | 75           | 0.226  |
| 2   | 76           | 0.238  |
| 3   | 77           | 0.229  |
| 4   | 79           | 0.252  |
| 5   | 76           | 0.237  |
| 6   | 79           | 0.261  |
| 7   | 75           | 0.217  |
| 8   | 82           | 0.269  |
| 9   | 71           | 0.183  |
| 10  | 70           | 0.182  |
| <b>PROMEDIO</b>   | 76           | 0.2294   |

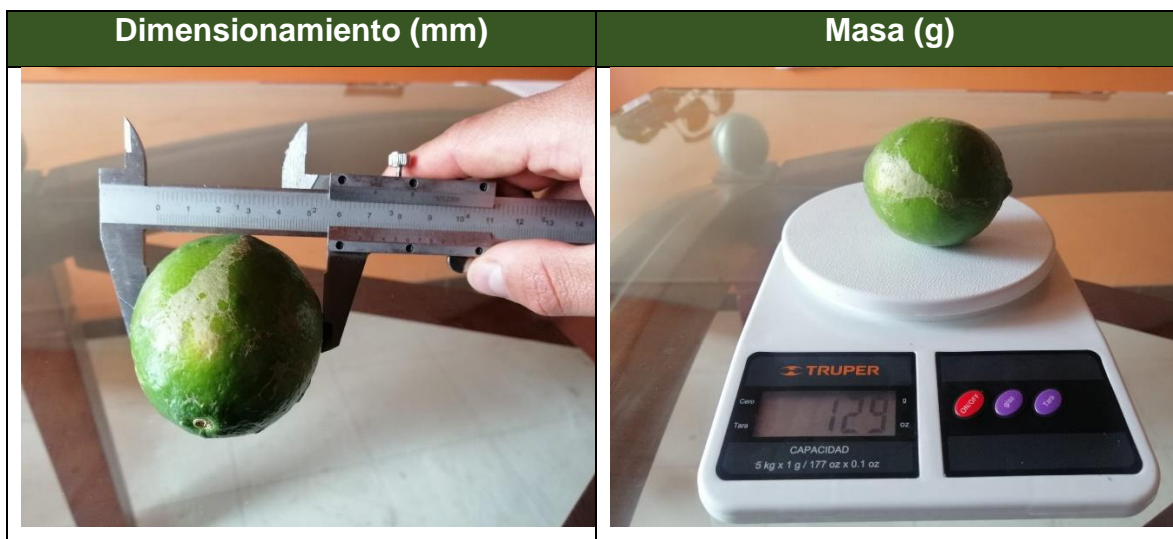
Tabla 6 Tamaño de muestra de las mandarinas

| TAMAÑO DE LA MUESTRA MANDARINAS   |  |
|---|--|
|  |  |
| Dimensionamiento (mm)   | Masa (g)   |
|  |  |

| No de Mandarina | Diámetro(mm) | Masa(kg) |
|-----------------|--------------|----------|
| 1               | 77           | 0.184    |
| 2               | 72           | 0.161    |
| 3               | 74           | 0.177    |
| 4               | 80           | 0.197    |
| 5               | 80           | 0.200    |
| 6               | 76           | 0.180    |
| 7               | 75           | 0.154    |
| 8               | 76           | 0.178    |
| 9               | 76           | 0.181    |
| 10              | 78           | 0.215    |
| <b>PROMEDIO</b> | 76.4         | 0.1827   |

*Tabla 7 Tamaño de muestra de los limones*





| No de limón     | Diámetro(mm) | Masa(kg) |
|-----------------|--------------|----------|
| 1               | 60           | 0.129    |
| 2               | 57           | 0.106    |
| 3               | 63           | 0.145    |
| 4               | 61           | 0.134    |
| 5               | 57           | 0.106    |
| 6               | 58           | 0.116    |
| 7               | 57           | 0.108    |
| 8               | 61           | 0.136    |
| 9               | 60           | 0.120    |
| 10              | 59           | 0.113    |
| <b>PROMEDIO</b> | 59.3         | 0.1213   |

### 10.1 PRUEBA DE CORTE

Ahora se calcula la cantidad de fuerza que se debe aplicar para dividir la naranja en dos partes para esto se toma una muestra aleatoria de 5 naranjas, 5 limones y 5 mandarinas valencia y por medio de una máquina de compresión se toman los resultados de dichas fuerzas aplicadas como se muestra en la tabla.

*Tabla 8 Prueba de corte de las naranjas*

| No de naranja | Diámetro(mm) | Fuerza necesaria(kg) |
|---------------|--------------|----------------------|
| 1             | 75           | 10.0                 |
| 2             | 76           | 10.1                 |
| 3             | 77           | 10.3                 |
| 4             | 79           | 10.5                 |
| 5             | 76           | 10.1                 |
| 6             | 79           | 10.5                 |
| 7             | 75           | 10.0                 |
| 8             | 82           | 10.9                 |
| 9             | 71           | 9.5                  |
| 10            | 70           | 9.3                  |
| Promedio      | 76           | 10.1                 |

*Tabla 9 Prueba de corte de los limones*

| No de limón | Diámetro(mm) | Fuerza necesaria(kg) |
|-------------|--------------|----------------------|
| 1           | 60           | 8.0                  |
| 2           | 57           | 7.6                  |
| 3           | 63           | 8.4                  |
| 4           | 61           | 8.13                 |
| 5           | 57           | 7.6                  |
| 6           | 58           | 7.73                 |
| 7           | 57           | 7.6                  |
| 8           | 61           | 8.13                 |
| 9           | 60           | 8.0                  |
| 10          | 59           | 7.87                 |
| Promedio    | 59.3         | 7.9                  |

*Tabla 10 Prueba de corte de las mandarinas*

| No de mandarina | Diámetro(mm) | Fuerza necesaria(kg) |
|-----------------|--------------|----------------------|
| 1               | 77           | 10.27                |
| 2               | 72           | 9.6                  |
| 3               | 74           | 9.87                 |
| 4               | 80           | 10.67                |
| 5               | 80           | 10.67                |
| 6               | 76           | 10.13                |
| 7               | 75           | 10.0                 |
| 8               | 76           | 10.13                |
| 9               | 76           | 10.13                |
| 10              | 78           | 10.4                 |
| Promedio        | 76.4         | 10.2                 |

Estos resultados arrojados demuestran que la fuerza crítica para el corte el cual es arrojado por la mandarina es de 10.2 kg, esto es debido a que su al espesor de su corteza y diámetro.

## **10.2 PRUEBA DE APLASTAMIENTO**

Una vez dividida la fruta en dos partes se procede a exprimirla para obtener así su zumo es por ello necesario realizar una prueba que nos indique la cantidad de fuerza que se debe aplicar en dichas frutas.

*Tabla 11 Prueba de aplastamiento de las naranjas*

| No de naranja | Diámetro(mm) | Fuerza necesaria(N) | Fuerza necesaria(N) |
|---------------|--------------|---------------------|---------------------|
| 1             | 75           | 130                 | 90                  |
| 2             | 76           | 131.7               | 91.2                |
| 3             | 77           | 133.5               | 92.4                |

|          |    |       |      |
|----------|----|-------|------|
| 4        | 79 | 136.9 | 94.8 |
| 5        | 76 | 131.7 | 91.2 |
| 6        | 79 | 136.9 | 94.8 |
| 7        | 75 | 130.0 | 90.0 |
| 8        | 82 | 142.1 | 98.4 |
| 9        | 71 | 123.1 | 85.2 |
| 10       | 70 | 121.3 | 84.0 |
| Promedio | 76 | 131.7 | 91.2 |

*Tabla 12 Prueba de aplastamiento de los limones*

| No de limón | Diámetro(mm) | Fuerza necesaria(N) | Fuerza necesaria(N) |
|-------------|--------------|---------------------|---------------------|
| 1           | 60           | 104.0               | 72                  |
| 2           | 57           | 98.8                | 68.4                |
| 3           | 63           | 109.2               | 75.6                |
| 4           | 61           | 105.7               | 73.2                |
| 5           | 57           | 98.8                | 68.4                |
| 6           | 58           | 100.5               | 69.6                |
| 7           | 57           | 98.8                | 68.4                |
| 8           | 61           | 105.7               | 73.2                |
| 9           | 60           | 104.0               | 72.0                |
| 10          | 59           | 102.3               | 70.8                |
| Promedio    | 59.3         | 102.8               | 71.2                |

*Tabla 13 Prueba de aplastamiento de las mandarinas*

| <b>No de mandarina</b> | <b>Diámetro(mm)</b> | <b>Fuerza necesaria(N)</b> | <b>Fuerza necesaria(N)</b> |
|------------------------|---------------------|----------------------------|----------------------------|
| 1                      | 77                  | 133.5                      | 92.4                       |
| 2                      | 72                  | 124.8                      | 86.4                       |
| 3                      | 74                  | 128.3                      | 88.8                       |
| 4                      | 80                  | 138.7                      | 96.0                       |
| 5                      | 80                  | 138.7                      | 96.0                       |
| 6                      | 76                  | 131.7                      | 91.2                       |
| 7                      | 75                  | 130.0                      | 90.0                       |
| 8                      | 76                  | 131.7                      | 91.2                       |
| 9                      | 76                  | 131.7                      | 91.2                       |
| 10                     | 78                  | 135.2                      | 93.6                       |
| Promedio               | 76.4                | 132.4                      | 91.7                       |

### 10.3 ANALISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

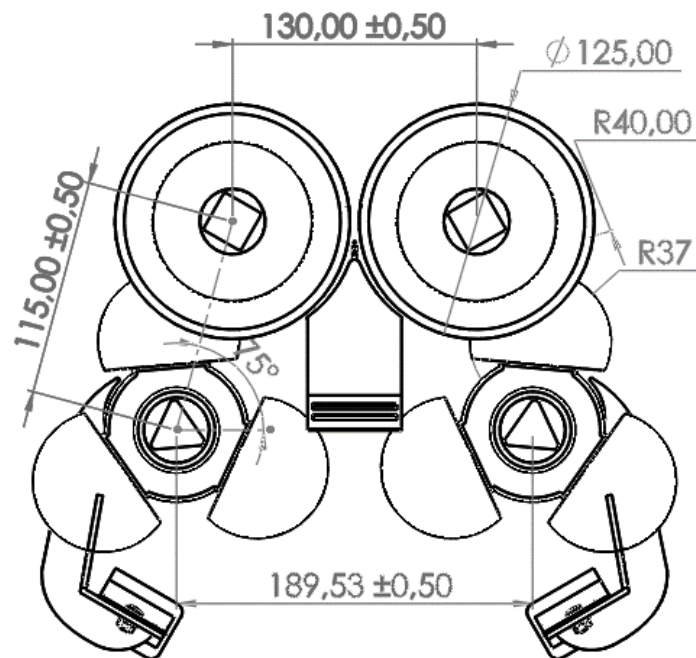
Estas fuerzas equivalentes nos permiten realizar un diseño y dimensionamiento en contexto con la calidad y característica que presenta la fruta en Colombia, permitiendo ajustar la máquina a las necesidades actuales.

Teniendo en cuenta estos resultados se procede a realizar la geometría del sistema con los valores críticos que en este caso serían los representados por la naranja.

### 10.4 GEOMETRIA DEL SISTEMA DE EXPRIMIDO

En este tipo de sistema de extracción se debe tener en cuenta el espesor de las cascaras de las frutas, entre estas tenemos las naranjas que se encuentran en un rango de entre 4.9 y 6.6 mm para las mandarinas tenemos un espesor promedio de 4 mm y el del limón de 5 mm, con estos datos se procede a realizar el siguiente esquema de exprimido.

*Figura. 9 Geometría sistema de exprimido*



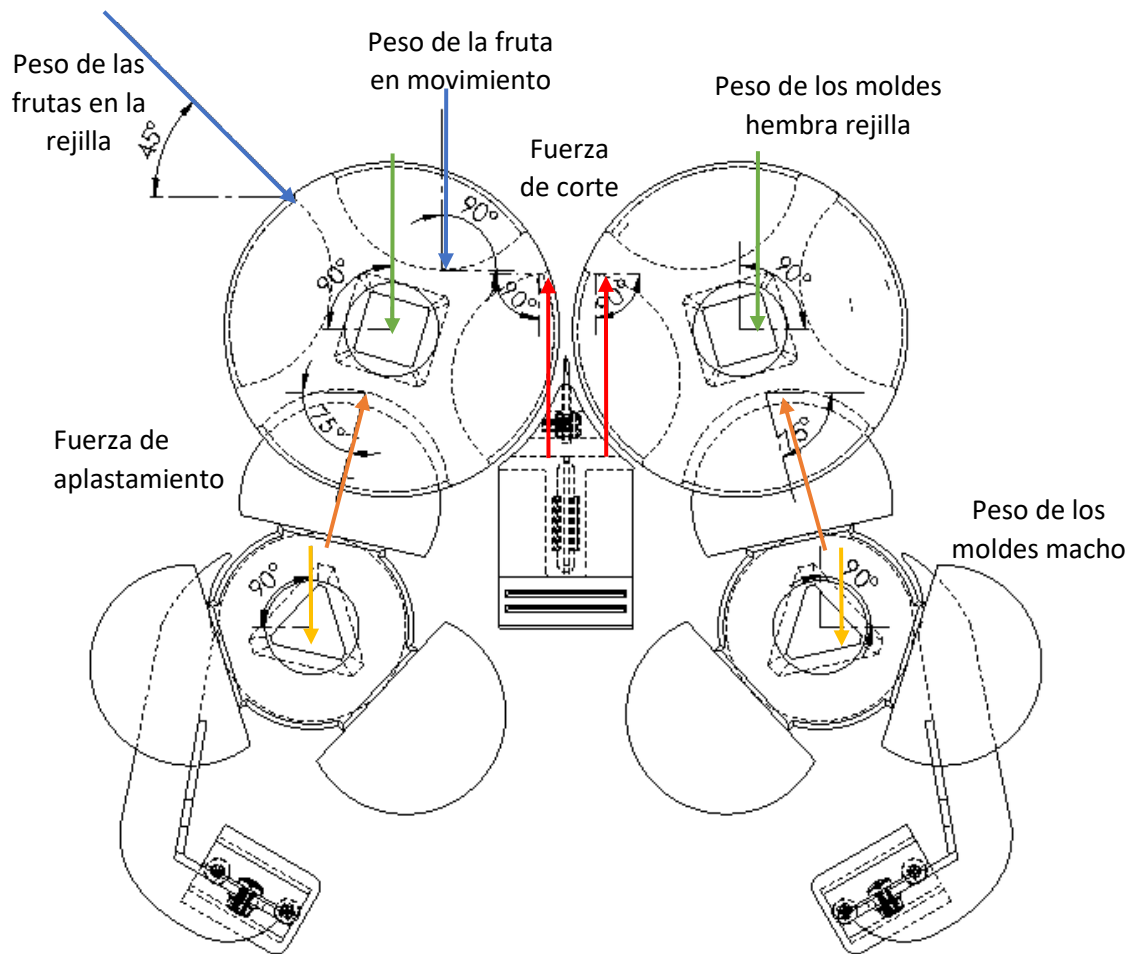
En esta imagen se puede observar claramente las dimensiones de los componentes macho y hembra del sistema de extracción

## 11. CÁLCULO DE LAS FUERZAS Y MOMENTOS RESULTANES EN EL SISTEMA

Para dimensionar adecuadamente el motor es necesario saber el torque que ejerce el sistema de extracción y así poder determinar la referencia precisa del mismo.

Para ello realizamos el diagrama de fuerzas y cargas que soporta presentes en sistema planteado.

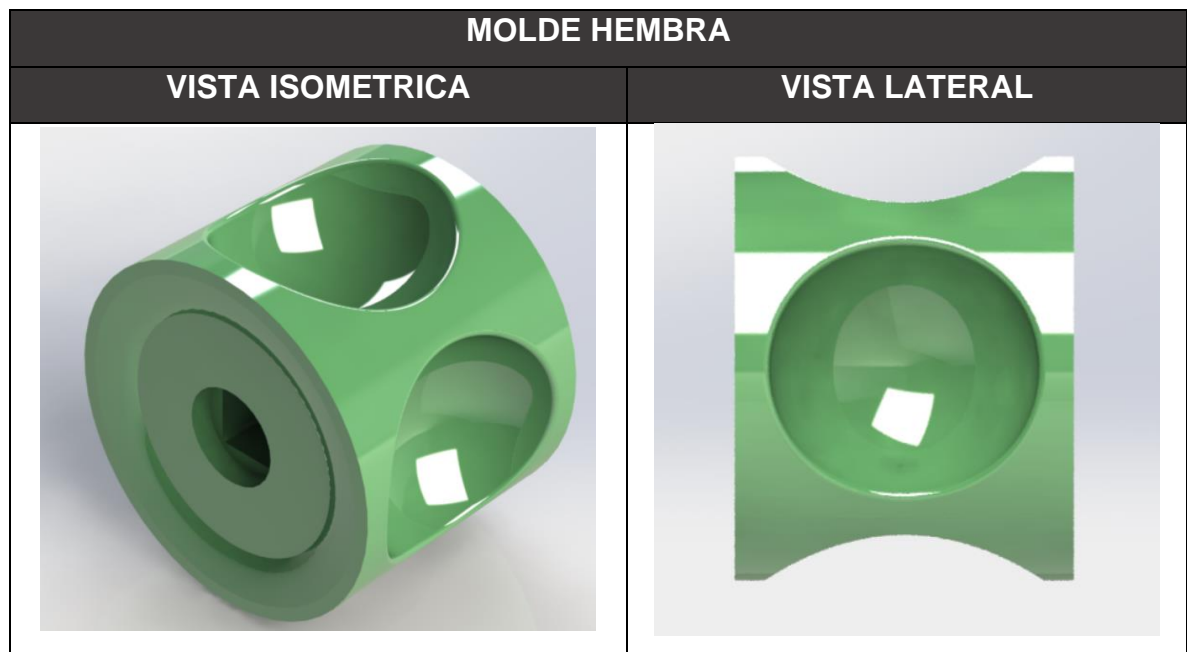
Figura. 10 Geometría de exprimido con fuerzas y momentos



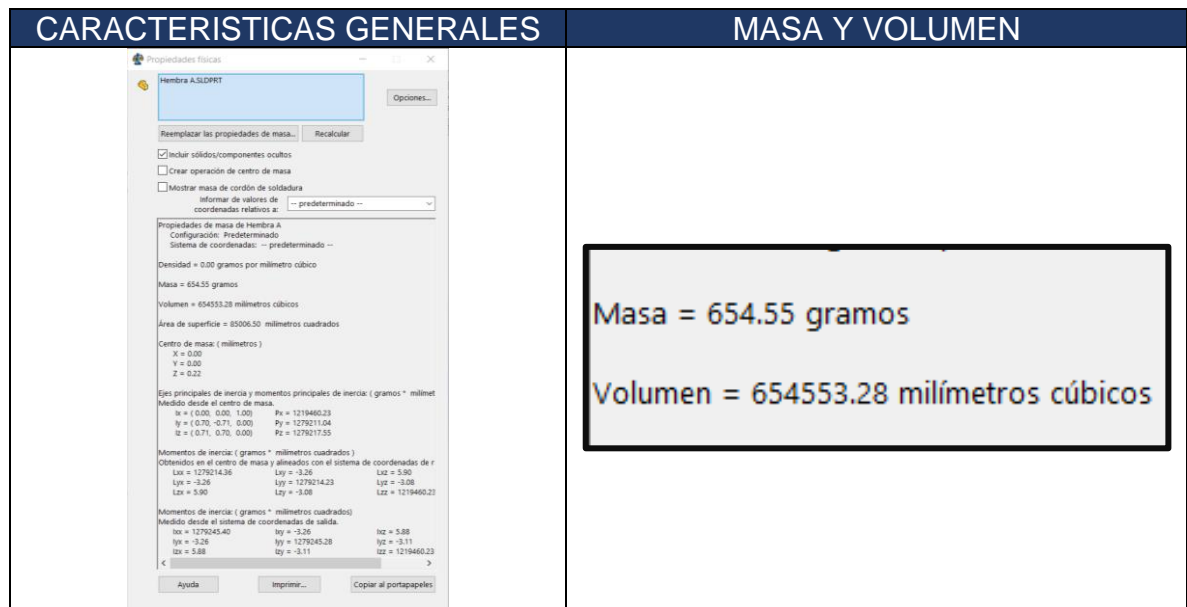
Ahora se procede a calcular las fuerzas de cada uno de los elementos que allí se muestran

Inicialmente se halla el peso del molde 1 como se muestra a continuación

Tabla 14 Vistas del molde hembra



Hallamos el volumen de la pieza por medio del software SolidWorks versión 2020



Teniendo en cuenta que esta masa es calculada para un polímero se requiere la masa real del objeto el cual estará fabricado en NYLON 6.6 el cual tiene una densidad de  $1.14 \text{ g/cm}^3$ , luego se halla la masa real

$$V = 654.553 \text{ cm}^3$$

$$\rho = \frac{M}{V}$$

$$1.14 = \frac{M}{654.553}$$

$$M = 0.7462 \text{ Kg}$$

Luego el peso es igual a:

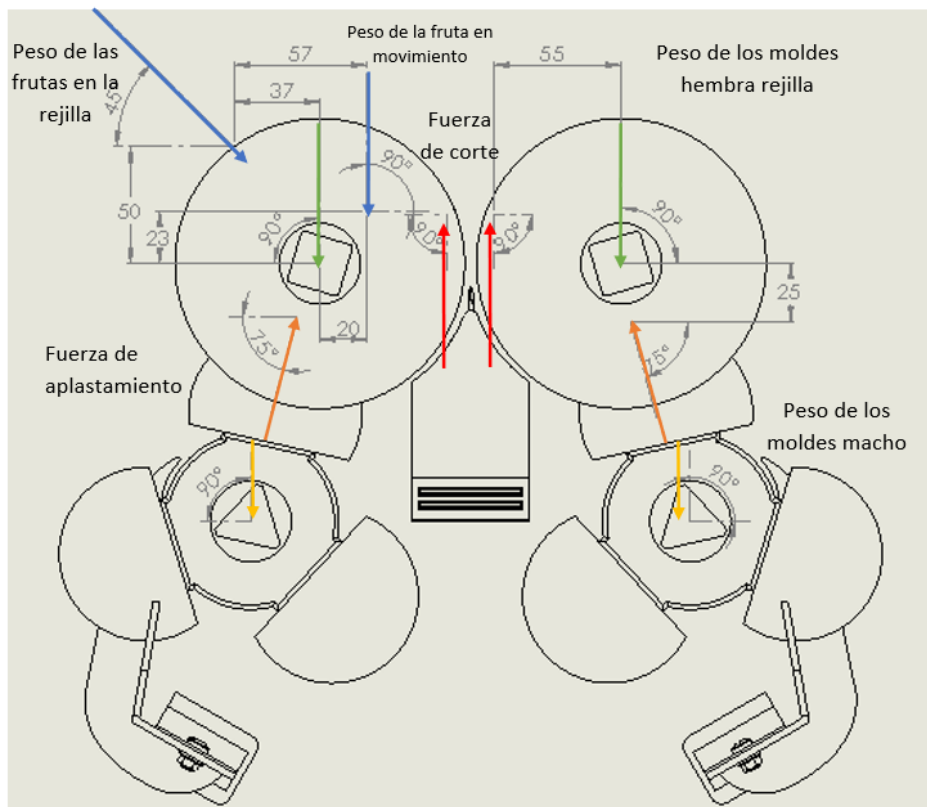
$$P = M \times g$$

$$P = 0.7462 \times 9.82$$

$$P = 7.32 \text{ N}$$

### 11.1 FUERZAS Y MOMENTOS EN EL SISTEMA DE EXPRIMIDO.

Figura. 11 Fuerzas y momentos con sus distancias del sistema de corte y exprimido



La capacidad de almacenamiento en la rejilla de suministro es de 10 frutas luego el peso crítico se tomaría con la masa crítica de la naranja que es 0.1827 kg.

La fuerza de aplastamiento y de corte es crítica 112.05 tomada de la mandarina de las dos mitades.

*Tabla 15 Fuerzas en el molde hembra 1*

| Elemento                           | Masa [kg] | Fuerza[N] | Ángulo de aplicación | Punto de aplicación[mm] |       |
|------------------------------------|-----------|-----------|----------------------|-------------------------|-------|
|                                    |           |           |                      | Eje x                   | Eje y |
| Peso de las naranjas en la rejilla | 18.27     | 179.04    | 45°                  | -37                     | 50    |
| Peso de fruta                      | 0.1827    | 1.86      | 90°                  | 20                      | 23    |
| Peso del molde                     | 0.7462    | 7.32      | 90°                  | 0                       | 0     |
| Fuerza de corte                    | 10.2      | 100       | 90°                  | 55                      | 23    |
| Fuerza de aplastamiento            | _____     | 112.05    | 75°                  | 10                      | -75   |

Ahora se realiza la sumatoria de las fuerzas en los ejes X y Y, las cuales son:

$$\Sigma F_x = 112.05 * \cos(75^\circ) + 179.04 \cos(45^\circ)$$

$$\Sigma F_x = 205.8$$

$$\Sigma F_y = 100 + 112.05 * \sin(75^\circ) - 1.86 - 7.32 - 179.04 \sin(45^\circ)$$

$$\Sigma F_y = 72.45$$

*Tabla 16 Momentos en el molde hembra 1*

| Tipo de Fuerza              | Componente [x] | Componente [y] | Momento | Sentido     |
|-----------------------------|----------------|----------------|---------|-------------|
| Peso de naranjas en rejilla | 126.57         | 126.57         | 6624    | Antihorario |
| Peso de la fruta            | 0              | 1.86           | 37.2    | Horario     |
| Peso del molde              | 0              | 7.32           | 0       | _____       |
| Fuerza de corte             | 0              | 100            | 5500    | Antihorario |

|                         |    |        |         |         |
|-------------------------|----|--------|---------|---------|
| Fuerza de aplastamiento | 29 | 108.23 | 1082.23 | Horario |
|-------------------------|----|--------|---------|---------|

*Tabla 17 Fuerzas y Momentos resultantes del molde hembra 1*

| Fx    | Fy    | Momento[N-mm] |
|-------|-------|---------------|
| 205.8 | 72.45 | 11005         |

Ahora para el molde hembra 2, en este molde no tenemos los pesos de las naranjas que almacenadas que ingresan por el costado izquierdo, ni el peso de la naranja en traslación debido a que este es el molde que conecta para su corte.

Ahora se realiza la sumatoria de las fuerzas en los ejes X y Y, las cuales son:

$$\Sigma F_x = -112.05 * \cos(75^\circ)$$

$$\Sigma F_x = -79.23$$

$$\Sigma F_y = 100 + 112.05 * \sin(75^\circ) - 7.32$$

$$\Sigma F_y = 200.8$$

*Tabla 18 Fuerza en el molde hembra 2*

| Elemento                | Masa [kg] | Fuerza[N] | Ángulo de aplicación | Punto de aplicación[mm] |       |
|-------------------------|-----------|-----------|----------------------|-------------------------|-------|
|                         |           |           |                      | Eje x                   | Eje y |
| Peso del molde          | 0.7462    | 7.32      | 90°                  | 0                       | 0     |
| Fuerza de corte         | 10.2      | 100       | 90°                  | -55                     | 23    |
| Fuerza de aplastamiento | _____     | 112.05    | 75°                  | 10                      | -75   |

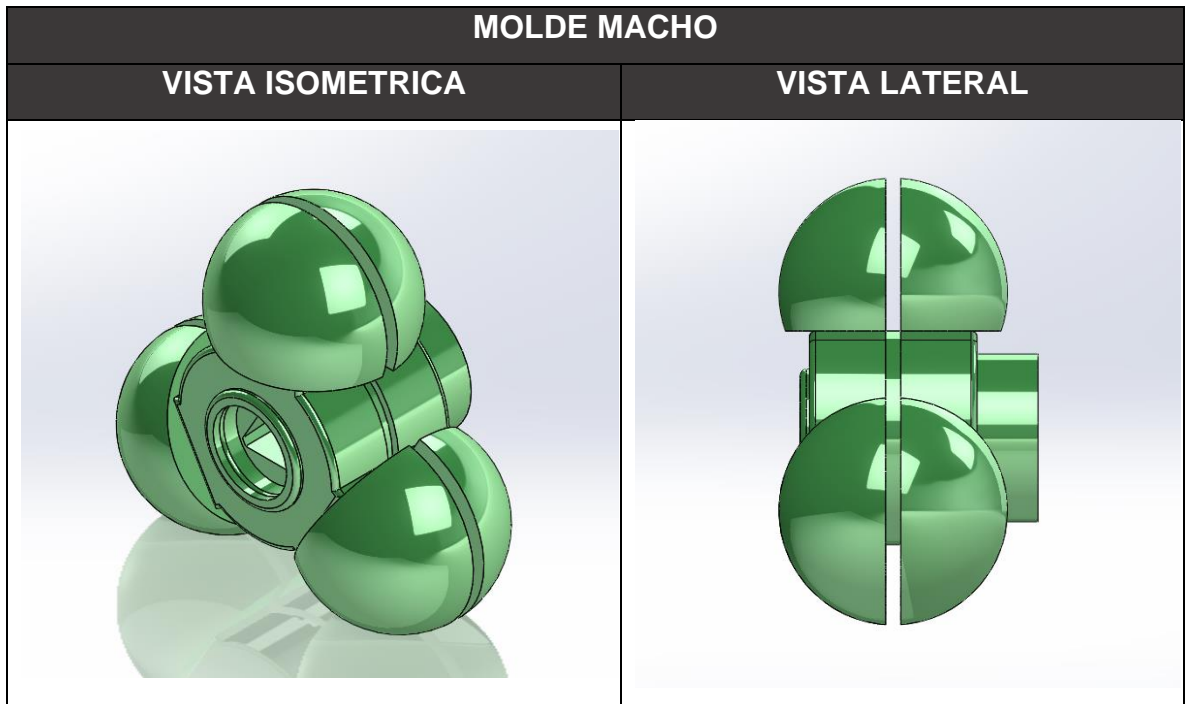
*Tabla 19 Momentos en el molde hembra 2*

| Tipo de Fuerza          | Componente [x] | Componente [y] | Momento | Sentido     |
|-------------------------|----------------|----------------|---------|-------------|
| Peso del molde          | 0              | 7.32           | 0       | _____       |
| Fuerza de corte         | 0              | 100            | 5500    | Horario     |
| Fuerza de aplastamiento | 29             | 108.23         | 1082.23 | Antihorario |

Tabla 20 Fuerzas y momentos resultantes del molde hembra 2

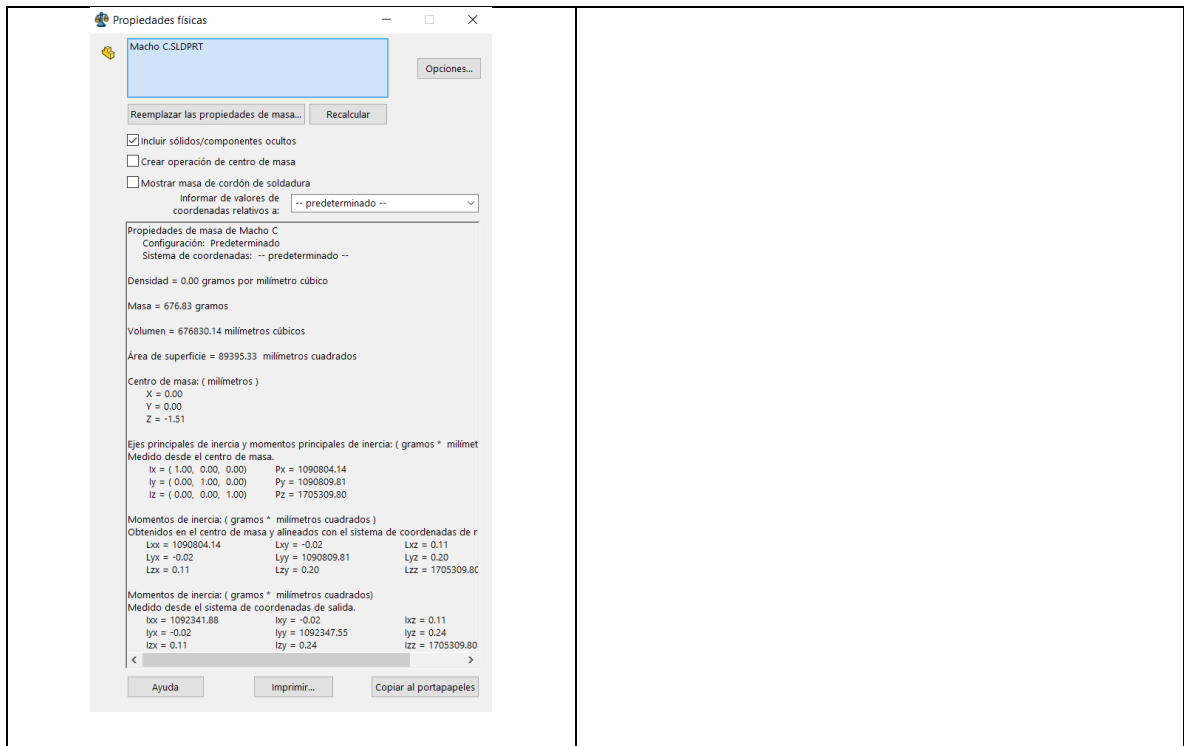
| Fx     | Fy    | Momento[N-mm] |
|--------|-------|---------------|
| -79.23 | 200.8 | 4418          |

Tabla 21 Vistas del molde macho



Hallamos el volumen de la pieza por medio del software SolidWorks versión 2020

| CARACTERISTICAS GENERALES | MASA Y VOLUMEN  |
|---------------------------|---|
|                           | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>Masa = 676.83 gramos</p> <p>Volumen = 676830.14 milímetros cúbicos</p> </div> |



Ahora obtengo la masa para la pieza de nylon con la densidad anteriormente especificada.

$$V = 676.830 \text{ cm}^3$$

$$\rho = \frac{M}{V}$$

$$1.14 = \frac{M}{676.830}$$

$$M = 0.771 \text{ kg}$$

$$P = M \times g$$

$$P = 0.771 \times 9.82$$

$$P = 7.57 \text{ N}$$

Tabla 22 Fuerzas sobre el molde macho 1

| Elemento       | Masa [kg] | Fuerza[N] | Ángulo de aplicación | Punto de aplicación[mm] |       |
|----------------|-----------|-----------|----------------------|-------------------------|-------|
|                |           |           |                      | Eje x                   | Eje y |
| Peso del molde | 0.7771    | 7.57      | 90°                  | 0                       | 0     |

|                         |       |        |     |     |    |
|-------------------------|-------|--------|-----|-----|----|
| Fuerza de aplastamiento | _____ | 112.05 | 75° | -20 | 90 |
|-------------------------|-------|--------|-----|-----|----|

Ahora se realiza la sumatoria de las fuerzas en los ejes X y Y, las cuales son:

$$\Sigma F_x = -112.05 * \cos(75^\circ)$$

$$\Sigma F_x = -29$$

$$\Sigma F_y = -7.57 - 112.05 * \sin(75^\circ) - 7.32$$

$$\Sigma F_y = 115.8$$

*Tabla 23 Momentos sobre el molde macho 1*

| Tipo de Fuerza          | Componente x | Componente y | Momento [N-mm] | Sentido |
|-------------------------|--------------|--------------|----------------|---------|
| Peso del molde          | 0            | 7.57         | 0              | _____   |
| Fuerza de aplastamiento | -29          | 108.23       | 2160           | Horario |

*Tabla 24 Fuerzas y momentos resultantes del molde macho 1*

| Fx  | Fy     | Momento |
|-----|--------|---------|
| -29 | -115.8 | 2160    |

Ahora se hallan las fuerzas y momentos sobre el molde macho 2

$$\Sigma F_x = -112.05 * \cos(75^\circ)$$

$$\Sigma F_x = 29$$

$$\Sigma F_y = -7.57 - 112.05 * \sin(75^\circ) - 7.32$$

$$\Sigma F_y = -115.8$$

*Tabla 25 Fuerzas sobre el molde macho 2*

| Elemento                | Masa [kg] | Fuerza[N] | Ángulo de aplicación | Punto de aplicación[mm] |       |
|-------------------------|-----------|-----------|----------------------|-------------------------|-------|
|                         |           |           |                      | Eje x                   | Eje y |
| Peso del molde          | 0.7771    | 7.57      | 90°                  | 0                       | 0     |
| Fuerza de aplastamiento | _____     | 112.05    | 75°                  | 20                      | 90    |

Tabla 26 Momentos sobre el molde macho 2

| Tipo de Fuerza          | Componente x | Componente y | Momento | Sentido     |
|-------------------------|--------------|--------------|---------|-------------|
| Peso del molde          | 0            | 7.57         | 0       | _____       |
| Fuerza de aplastamiento | -29          | 108.23       | 2160    | Antihorario |

Tabla 27 Fuerzas y momentos resultantes del molde macho 2

| Fx | Fy     | Momento |
|----|--------|---------|
| 29 | -115.8 | 2160    |

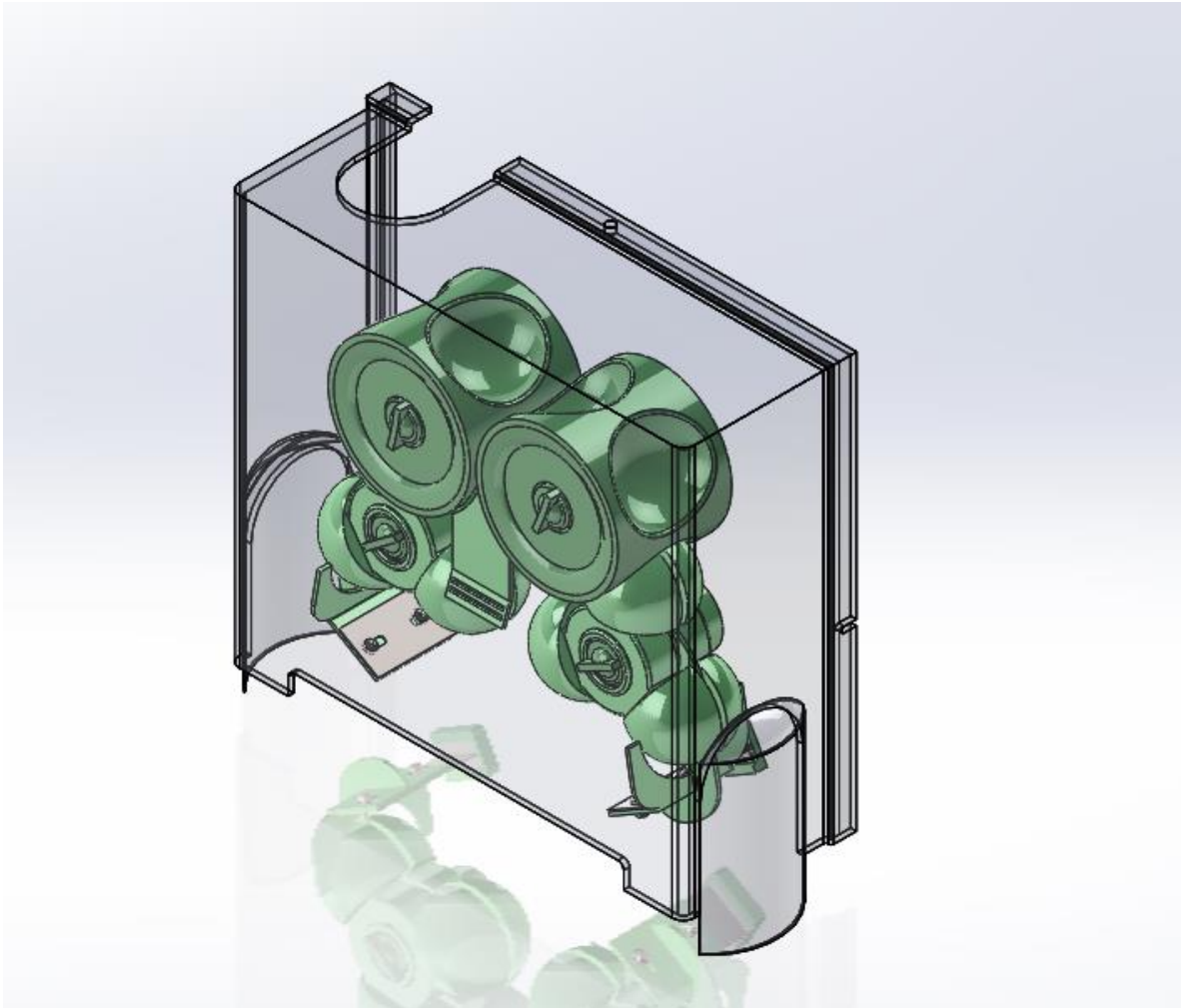
Ahora se realiza un análisis de los resultados obtenidos determinando cual es el momento y fuerza crítica del sistema de corte y exprimido.

Tabla 28 Fuerzas y momentos resultantes en los 4 moldes

| MOLDE | FUERZA TOTAL EN X | FUERZA TOTAL EN Y | MOMENTO [N-mm] |
|-------|-------------------|-------------------|----------------|
| 1     | 205.8             | 72.45             | 11005          |
| 2     | -79.23            | 200.8             | 4418           |
| 3     | -29               | -115.8            | 2160           |
| 4     | 29                | -115.8            | 2160           |

Luego el sistema de corte y exprimido queda como se muestra en la imagen

*Figura. 12 Sistema de corte y exprimido*



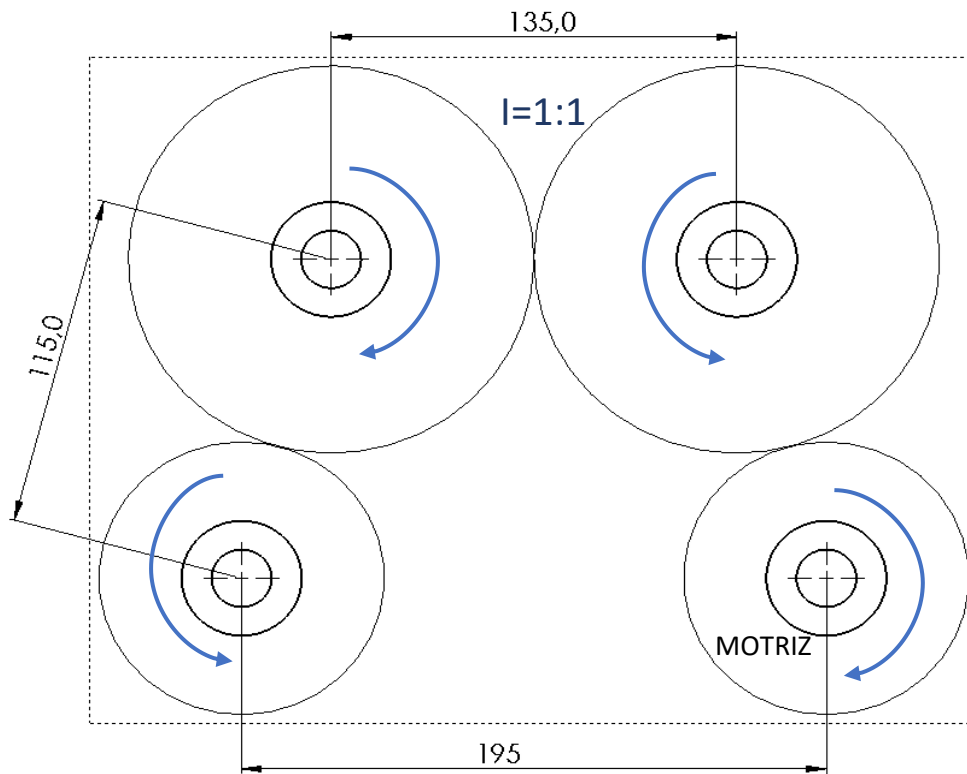
## 11.2 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA

Para obtener un sistema de transmisión de potencia adecuado para la máquina se deben tener en cuenta diferentes factores como lo son: Dimensionamiento de la máquina, relación de velocidades, velocidad de salida, distancia entre centros.

Teniendo en cuenta que contamos con la relación de velocidades de los engranajes rector debido a la geometría establecida por parte de los moldes la cual es 4 orificios del molde hembra y 3 conectores del molde macho tenemos  $i=4:3$ , esto permite realizar obtener dos opciones funcionales una es que la potencia sea transmitida de forma colineal a los ejes como se muestra en la figura, sin embargo el espacio en ocupado es alto por ello se elige que la potencia sea transmitida ortogonalmente a los ejes requiriendo un sistema de engranajes cónicos como se muestra en la figura.

Con el motor seleccionado se establece la relación de engranajes tanto cónicos como rectos, hay que tener en cuenta que el eje motriz es un eje compuesto debido a que tiene dos engranajes, para ello realizamos un análisis de trenes de engranajes con base en el libro de diseño de máquinas de Norton 4 edición capítulo 9 trenes de engranajes implementando los conceptos y fórmulas para ello.

*Figura. 13 Sistema de transmisión de potencia con engranajes rectos*



En este caso se tiene un tren de engranajes compuesto es decir a aquel que tiene más de un engranaje por eje, para ello implementamos la siguiente formula.

Cabe resaltar que para hallar la agrupación correcta del sistema de transmisión de potencia se deben tener en cuenta los siguientes ítems:

1. Distancia entre centros establecida por los moldes macho y hembra en el sistema de corte y exprimido de la máquina
2. Velocidad de salida de que permita la extracción de 20 frutas por minuto o 20rpm

Para ello realizamos los siguientes cálculos:

La distancia entre centro de los engranajes y piñones, además de los dos engranajes rectos de los moldes macho.

En este caso se tiene un tren de engranajes compuesto es decir a aquel que tiene más de un engranaje por eje, para ello implementamos la siguiente formula.

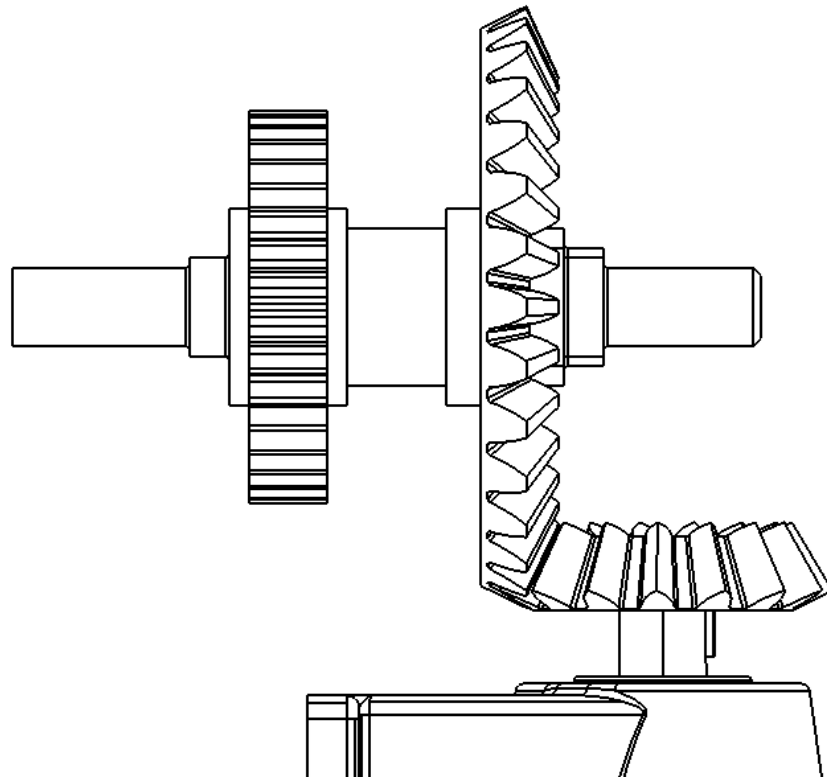
Cabe resaltar que para hallar la agrupación correcta del sistema de transmisión de potencia se deben tener en cuenta los siguientes ítems:

1. Distancia entre centros establecida por los moldes macho y hembra en el sistema de corte y exprimido de la máquina
2. Velocidad de salida de que permita la extracción de 20 frutas por minuto o 20rpm

Para ello realizamos los siguientes cálculos:

La distancia entre centro de los engranajes y piñones, además de los dos engranajes rectos de los moldes macho.

Figura. 14 Transmisión de potencia por engranajes cónicos



Ahora utilizamos como parámetros de diseño las distancias entre centros  $C_1 = 115$  de los moldes y la relación de velocidades  $mv = \frac{4}{3}$ .

### 11.3 DISEÑO DE ENGRANAJES RECTOS

Con las ecuaciones de módulo, la distancia entre centro y la relación de velocidades se tendrá el número de dientes y diámetro primitivo. Inicialmente se establece un valor para número de dientes del piñón recto y se determinan los del engranaje, así como su modulo, para ello se estable un módulo de 2 y un ángulo de presión de  $20^\circ$  como lo recomienda la tabla 9-4b del libro de Norton y se realizan iteraciones hasta encontrar los valores que cumplan con la distancia entre centros.

$$m = \frac{D_p}{N_p} = \frac{D_g}{N_g}$$

$$mv = \frac{D_{ent}}{D_{sal}} = \frac{N_{ent}}{N_{sal}} = \frac{W_{sal}}{W_{ent}}$$

$$mv = \frac{D_g}{D_p} = \frac{N_g}{N_p} = \frac{W_{ent}}{W_{sal}}$$

$$MG = |mv| \geq 1$$

Donde;

$mv$  = Relacion de velocidades

$D_{ent}$  = Diametro primitivo de entrada

$D_{sal}$  = Diametro primitivo de salida

$N_{ent}$  = Número de dientes de entrada

$N_{sal}$  = Número de dientes de salida

$W_{sal}$  = Velocidad de salida

$W_{ent}$  = Velocidad de entrada

Despejando;

$$m * N_p = D_p$$

$$\frac{4}{3} = \frac{N_g}{N_p}$$

$$1.33 * N_p = N_g$$

Reemplazamos en la ecuación de distancia entre centros y se obtiene

$$C_1 = \frac{D_p + D_g}{2} = 115$$

Donde:

$C_1$  = Distancia entre centros entre engranajes y piñones

$C_2$  = Distancia entre centros entre engranajes rectos superiores

$D_p$  = Diametro primitivo del piñon

$D_g$  = Diametro primitivo del engranaje

Reemplazando

$$C_1 = \frac{m * N_p + m * N_g}{2} = 115$$

$$C_1 = \frac{m * Np + m * (1.42 * Np)}{2} = 115$$

$$\frac{230}{(m + m * 1.33)} = Np$$

$$\frac{230}{(2 + 2 * 1.33)} = Np$$

$$Np = 49.29 \approx 49$$

Aproximamos el número de dientes del piñón al entero más cercano que sería 48 y calculamos

$$\frac{4}{3} = \frac{Ng}{49}$$

$$Ng = 65.317 \approx 65$$

Y recalculamos la distancia entre centros

$$C_1 = \frac{Dp + Dg}{2} = 115$$

$$C_1 = \frac{2 * 49 + 2 * 65}{2} = 115$$

$$C_1 = 114 \neq 115$$

Como se observa no se obtiene la misma distancia entre centro luego se realiza nuevamente la iteración con el módulo estandarizado siguiente hasta alcanzar los parámetros establecidos que en este caso sería  $m=2.5$

Luego,

$$\frac{230}{(m + m * 1.33)} = Np$$

$$\frac{230}{(2.5 + 2.5 * 1.333)} = Np$$

$$Np = 39.4 \approx 39$$

$$\frac{4}{3} = \frac{N_g}{39}$$

$$N_g = 52$$

Y nuevamente comprobamos la distancia entre centros

$$C_1 = \frac{2.5 * 39 + 2.5 * 52}{2} = 115$$

$$C_1 = 115 = 115$$

Determinando los diámetros primitivos se tiene:

$$D_p = 2.5 * 39 \text{ Para el piñon}$$

$$D_p = 97.5$$

$$D_g = 2.5 * 52 \text{ Para el engranaje}$$

$$D_g = 130$$

Ahora se halla la velocidad de salida en el eje compuesto:

$$mv = \frac{W_{ent}}{W_{sal}} = \frac{N_g}{N_p}$$

$$\frac{4}{3} = \frac{W_{ent}}{20}$$

$$W_{ent} = 26.66rpm$$

Determinamos las demás características teniendo en cuenta la tabla 9.9 de Norton y la tabla de Hamrock se tiene

$$c = b - a$$

$$a = 1.0 * m$$

$$b = 1.25 * m$$

Donde;

$$c = \text{Holgura}$$

$$a = \text{Cara}$$

$$b = \text{raiz:}$$

Reemplazando se obtiene:

$$a = 1.0 * 2.5$$

$$a = 2.5$$

$$b = 1.25 * 2.5$$

$$b = 3.125$$

$$c = 3.125 - 2.5$$

$$c = 0.625$$

Ahora se calcula el diámetro exterior y el de raíz, además de la altura total del diente y la profundidad de trabajo.

$$D_o = D + 2a$$

$$D_r = D - 2b$$

$$h_t = a + b$$

$$h_k = 2a$$

Donde;

$$D_o = \text{Diámetro exterior}$$

$$D_r = \text{Diámetro de raíz}$$

$$h_t = \text{Altura total}$$

$$h_k = \text{Profundidad de trabajo}$$

Para el engranaje se reemplaza los respectivos datos.

$$D_o = 130 + 2 * 2.5$$

$$D_o = 135$$

$$D_r = 130 - 2 * 3.125$$

$$D_r = 123.75$$

$$h_t = 2.5 + 3.125$$

$$h_t = 5.625$$

$$h_k = 2 * 2.5$$

$$h_k = 5$$

Para el piñón

$$D_o = 97.5 + 2 * 2.5$$

$$D_o = 102.5$$

$$D_r = 97.5 - 2 * 3.125$$

$$D_r = 91.25$$

$$h_t = 2.5 + 3.125$$

$$h_t = 5.625$$

$$h_k = 2 * 2.5$$

$$h_k = 5$$

Ahora se determina el ancho de cara el cual está dado por la ecuación, sin embargo, lo más usado para el ancho de cara es el promedio del rango correspondiente a 12m o 12/pd.

$$8 * m \leq F \leq 16 * m$$

$$F = 8 * 2.5$$

$F = 20mm$  Se elige el menor para optimizar los costos en la fabricación de los mismos

$p = \pi * m$  Se establece el paso circular

$$p = 2.5\pi$$

Ahora se determina la falla por flexión de los dientes y la falla por picadura de la superficie.

La falla por flexión ocurre cuando el esfuerzo del diente es igual o pasa la resistencia a la fluencia o el límite a la resistencia de fatiga por flexión y la falla por picadura cuando el esfuerzo es igual o supera el límite de la resistencia a la fatiga de la superficie. Con base en la asociación americana de engranajes AGMA y el libro de Shigley se emplean las siguientes ecuaciones, el resumen de procedimiento se encuentra en la figura 14-17 y 14-18 anexas.

Tomando las decisiones a priori de la figura 14-19 del libro de Shigley tenemos:

Función: Carga, velocidad, confiabilidad, vida,  $k_o$

Función: 1/3hp, 35rpm,  $R=0.95$ , para  $10^8$  revoluciones,  $K_o=1$

Riesgo no cuantificable, Factor de diseño  $n_d=2$

Sistema de dientes ángulo, cabeza, raíz

Sistema de dientes  $=20^\circ$ ,  $a=2.5$ ,  $b=3.125$

Número de dientes  $N_p=39$  y  $N_g=52$  (sin interferencia)

Número de calidad  $Q_v=5$  para material grado 1

Se supone  $M_b$  mayor igual 1.2 de la ecuación 14-40  $K_b=1$ ,  $K_o$  se obtiene de la tabla de factores de sobre carga de la figura 14-17 o 14-18

Ahora se determina el valor de  $Y$  para el piñón el engranaje de la tabla 14-2 se tiene interpolando que  $Y_p=0.3866$  y  $Y_g=0.4116$  y de la figura 14-6 se obtiene  $J_p=0.41$  y  $J_g=0.4$

Como se tiene el módulo de los engranajes el cual es 2.5 equivalente a un paso normalizado de 10pulg según la tabla 1.0 del anexo

$$V = \frac{\pi * d * n}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 3.9 * 70}{12}$$

$$V = 71.43 \text{ pies/min}$$

$$W_t = \frac{33000 * (Hp)}{V}$$

$$W_t = \frac{33000 * (1/3)}{71.43}$$

$$W_t = 154 \text{ lbf}$$

Ahora con las ecuaciones 14-28 y 14-27 del libro de shigley se obtiene el valor de  $K_v$ ,  $A$  y  $B$

$$K_v = \left[ \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right]^B$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$B = 0.25 * (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0.25 * (12 - 5)^{2/3}$$

$$B = 0.9148$$

$$A = 50 + 56 * (1 - 0.9148)$$

$$A = 54.77$$

$$Kv = \left[ \frac{54.77 + \sqrt{30.63}}{54.77} \right]^{0.9148}$$

$$Kv = 1.09$$

Ahora de la ecuación 14-38  $KR=0.5-0.109 \ln (1-0.95) =0.885$  y de la figura 14-14 se tiene.

$$Yn = 1.3558N^{-0.0178}$$

$$Yn(g) = 1.3558(1.33 * 10^8)^{-0.0178}$$

$$Yn(g) = 0.971$$

$$Yn(p) = 1.3558(10^8)^{-0.0178}$$

$$Yn(p) = 0.977$$

Ahora de la figura 14-15

$$Zn(g) = 1.4488(1.33 * 10^8)^{-0.023}$$

$$Zn(g) = 0.942$$

$$Zn(p) = 1.4488(1.33 * 10^8)^{-0.023}$$

$$Zn(p) = 0.948$$

Como se mencionó anteriormente el valor de  $F=20\text{mm}$  correspondiente a  $0.8\text{pulg}$

$$Ks(p) = 1.192 * \left[ \frac{F + \sqrt{y}}{Pd} \right]^{0.0535}$$

$$Ks(p) = 1.192 * \left[ \frac{0.8 + \sqrt{0.386}}{10} \right]^{0.0535}$$

$$Ks(p) = 1.07$$

$$Ks(g) = 1.192 * \left[ \frac{F + \sqrt{y}}{Pd} \right]^{0.0535}$$

$$Ks(g) = 1.192 * \left[ \frac{0.8 + \sqrt{0.4116}}{10} \right]^{0.0535}$$

$$Ks(g) = 1.08$$

De las ecuaciones 14-31, 14-33, 14-35,  $Cmc=Cpm=Ce=1$  De la figura 14-11  $Cma=0.15$ . de la ecuación 14-32 teniendo a  $F/10d=0.002$  es menor a  $0.05$  se usa  $0.05$  De este modo,

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.025$$

$$C_{pf} = 0.025$$

De la ecuación 14-30

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e)$$

$$K_m = C_{mf} = 1 + 1 * (0.025 * 1 + 0.15 * 1)$$

$$K_m = C_{mf} = 1.175$$

Ahora se obtienen las fuerzas de tensión y de desgaste para el diente del piñón, con la ecuación de la figura 14-4 para esto se elige el acero 1045

$$S_t = 105.2 * (179) + 9280 = 28\ 111\ psi$$

$$F(\text{flexion}) = n_d * W_t * K_o * K_v * K_s * P_d \frac{K_m * K_b}{J_p} * \frac{K_t * k_r}{S_t * Y_n}$$

Luego el esfuerzo de flexión inducido por  $W_t$  en flexión de la ecuación 14-15 se calcula como,

$$\sigma_p = W_t * K_o * K_v * K_s * \frac{P_d}{F} * \frac{K_m * k_b}{J}$$

$$\sigma_p = 154 * 1 * 1.09 * 1.07 * \frac{10}{0.8} * \frac{1.175 * 1}{0.41}$$

$$\sigma_p = 6395\ psi$$

Ahora el factor de seguridad AGMA en flexión del piñón se obtiene de la ecuación 14-41

$$S_{fp} = \frac{S_t * Y_n * (K_t * K_r)}{\sigma_p}$$

$$S_{fp} = \frac{28111 * 0.977 * (1 * 0.885)}{6395}$$

$$S_{fp} = \frac{28111 * 0.977 * (1 * 0.885)}{6395}$$

$$S_{fp} = 3.8$$

Ahora para el engranaje,

$$\sigma_p = Wt * K_o * K_v * K_s * \frac{Pd}{F} * \frac{K_m * k_b}{J}$$

$$\sigma_p = 154 * 1 * 1.09 * 1.08 * \frac{10}{0.8} * \frac{1.175 * 1}{0.4}$$

$$\sigma_p = 6656 \text{ psi}$$

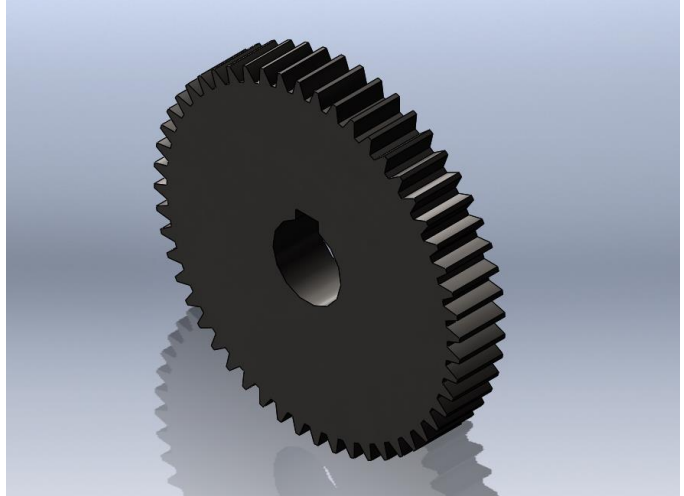
$$Sfp = \frac{St * Yn * (Kt * Kr)}{\sigma_p}$$

$$Sfp = \frac{28111 * 0.971 * (1 * 0.885)}{6656}$$

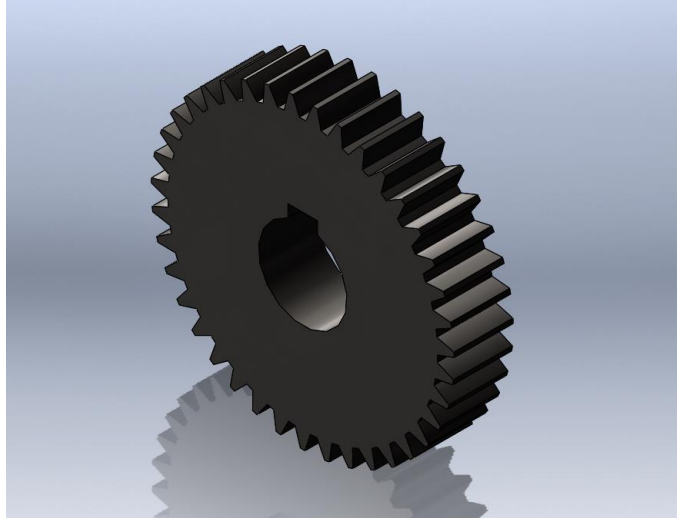
$$Sfp = 3.62$$

Luego los engranajes obtenidos son los siguientes.

*Tabla 29 Especificaciones del engranaje recto*

| ENGRANAJE RECTO   | ESPECIFICACIONES      |
|---|-----------------------|
|  | M=2.5                 |
|   | Dg=130                |
|   | N=52                  |
|   | Ángulo de Presión=20° |

*Tabla 30 Especificaciones del piñón recto*

| PIÑÓN RECTO   | ESPECIFICACIONES      |
|---|-----------------------|
|  | M=2.5                 |
|   | Dg=97.5               |
|   | N=39                  |
|   | Ángulo de Presión=20° |

Ahora se realiza el diseño de los engranajes cónicos, en el cual la velocidad de entrada es un factor importante para cumplir los objetivos planteados.

## 11.4 DISEÑO DE ENGRANAJES CONICOS

Se quiere una velocidad de salida de 20 rpm para el engranaje recto para ello la velocidad de entrada hallada anteriormente es de 26.66 rpm, para este diseño esta velocidad será la de salida. Teniendo en cuenta el catálogo de CYCLO para la selección del motor la velocidad de entrada que cumple con estos parámetros es una velocidad de salida del motor de 70 rpm para tener una relación 2:1

Con esto se halla el número de dientes para el engranaje y piñón cónico recto

Y con la tabla 9-5a de Norton se cumple esta relación para un numero de dientes de piñón de 15 y se supone un  $pd=6$

$$mv = \frac{W_{ent}}{W_{sal}} = \frac{N_g}{N_p}$$

$$mv = \frac{70 \text{ rpm}}{35} = \frac{30}{15}$$

$$D_p = \frac{N_p}{P_d}$$

$$D_p = \frac{15}{6} = 2.5$$

$$D_g = \frac{N_g}{P_d}$$

$$D_g = \frac{30}{6} = 5$$

$$F = \frac{10}{P_d}$$

$$F = \frac{10}{6} = 1.66$$

$$\text{Tang}(\gamma) = \frac{N_p}{N_g}$$

$$\text{Tang}(\gamma) = \frac{15}{30}$$

$$(\gamma) = 26.56^\circ$$

$$\text{Tang}(\Gamma) = \frac{N_g}{N_p}$$

$$\text{Tang}(\Gamma) = \frac{30}{15}$$

$$(\Gamma) = 63.43^\circ$$

$$A_o = \frac{Dp}{2\text{sen}(\gamma)}$$

$$A_o = \frac{2.5}{2\text{sen}(26.56)}$$

$$A_o = 2.23$$

$$hk = \frac{2}{Pd}$$

$$hk = \frac{2}{6}$$

$$hk = 0.333$$

Ahora se determina el claro

$$c = \frac{0.188}{Pd} + 0.002$$

$$c = 0.033$$

Se determina el valor de la velocidad y la fuerza tangencial, para este diseño se escoge un factor  $Sf=1.5$

$$V = \frac{\pi * d * n}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 3 * 70}{12} = 110$$

$$Wt = \frac{33000 * (H)}{V}$$

$$Wt = \frac{33000 * (1/3)}{110} = 100$$

Ahora se determina el factor de sobrecarga  $K_o$  de la tabla de 15-2 de shigley para este caso sería:

$$K_o = 1$$

Ahora se determina el factor dinámico  $K_v$  para esto se asume una calidad de 6 la cual es comercial y no requiere un servicio de mayor precisión:

$$Kv = \left[ \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right]^B$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B)$$

$$B = 0.25 * (12 - Qv)^{2/3}$$

$$B = 0.25 * (12 - 6)^{\frac{2}{3}} = 0.82$$

$$A = 50 + 56 * (1 - 0.82) = 60.08$$

$$Kv = \left[ \frac{60.08 + \sqrt{10}}{60.08} \right]^{0.82} = 1.13$$

Ahora se determina el factor de picadura Cs de las ecuaciones 15-9, como F es 1.66 se encuentra en el rango 2 por ello:

$$Cs = 125F + 0.4375$$

$$Cs = 0.125(1.66) + 0.4375 = 0.645$$

Ahora se determina Ks

$$Ks = 0.4867 + \frac{0.2132}{Pd}$$

$$Ksg = 0.4867 + \frac{0.2132}{6} = 0.52$$

$$Ksp = 0.4867 + \frac{0.2132}{3} = 0.55$$

Ahora el factor de distribución de carga Km

$$Km = Kmb + 0.0036F^2$$

$$Km = 1.25 + 0.0036(1.66)^2 = 1.26$$

Ahora el factor de coronamiento por picadura

$$Cxc = 1.5$$

Factor de la curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

Kx

$$Kx = 1$$

Factor de geometría a la resistencia de picadura IZI de la figura 15-6 se obtiene

$$I(ZI) = 0.067$$

Factor de geometría de resistencia a la flexión JYj

$$J(Yj)p = 0.22$$

$$J(Yj)g = 0.18$$

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura como se quiere para un numero de ciclos igual a  $10^8$  se tiene:

$$CL = 3.4822 * NL^{-0.0602}$$

$$CL = 3.4822 * (10^8)^{-0.0602} = 1.148$$

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión

$$KL = 1.6831 * NL^{-0.0323}$$

$$KLp = 1.6831 * (10^8)^{-0.0323} = 0.928$$

$$KLg = 1.6831 * (2 * 10^8)^{-0.0323} = 0.907$$

Ahora el factor de relación de dureza Ch

$$Ch = 1 + B1 \frac{N}{n - 1}$$

$$B1 = 0.00898 \frac{hbp}{hbg} - 0.00829$$

$$B1 = 0.00898 \frac{hbp}{hbg} - 0.00829 = 3.3 \times 10^3$$

$$Ch = 1 + \frac{30}{15 - 1}$$

Ahora el factor de temperatura Kt

$$Kt = 1$$

Ahora el factor de confiabilidad KR

$$KR = 1$$

Ahora esfuerzo por contacto se elige el acero SAE 1045 grado 1, con una dureza Brinell de 179 de la tabla 15-4 y figura 15-12

$$Sac = 341 HB + 23620 psi$$

$$Sac = 84659$$

Ahora el sat de la tabla 15-6 y figura 15-13

$$Sat = 44 HB + 2100psi$$

$$Sat = 9976$$

Luego el esfuerzo de flexión del engranaje es:

$$Stg = \frac{Wt}{F} Pd * Ko * Kv * \frac{Ks * Km}{Kx * JG}$$

$$Stg = \frac{100}{1.66} * 5 * 1 * 1.13 * \frac{0.52 * 1.26}{1 * 0.075}$$

$$Stg = 2973 \text{ psi}$$

La resistencia a la flexión del engranaje es,

$$Swtg = \frac{Sat * KL}{Sf * Kt * Kr}$$

$$Swtg = \frac{9976 * 0.907}{1.5 * 1 * 1.5}$$

$$Swtg = 4021$$

Luego el factor de seguridad es

$$N = \frac{Swtg}{Stg}$$

$$N = \frac{4021}{2973}$$

$$N = 1.35$$

Para el piñón se obtiene un valor de

$$Stp = \frac{100}{1.66} * 5 * 1 * 1.13 * \frac{0.55 * 1.26}{1 * 0.075}$$

$$Stp = 3145 \text{ psi}$$

De la figura 15-6 15-7 se obtiene el valor de JG

La resistencia a la flexión es:

$$Swtp = \frac{Sat * KL}{Sf * Kt * Kr}$$

El valor de Kt es 1 se obtiene de la ecuación 15-18 y Kr es 1.5 de la tabla 15-3

$$S_{wtp} = \frac{9976 * 0.928}{1.5 * 1 * 1.5}$$

$$S_{wtp} = 4115 \text{psi}$$

Para el piñón determinamos su resistencia a la flexión

$$S_{tp} = S_{tg} \frac{J_g}{J_p}$$

$$S_{tp} = 3145 \frac{0.18}{0.22}$$

$$S_{tp} = 2573 \text{psi}$$

Luego el factor de seguridad es

$$N = \frac{S_{wtp}}{S_{tp}}$$

$$N = \frac{4115}{2573}$$

$$N = 1.6$$

Ahora la resistencia a la flexión

$$S_{wtp} = \frac{S_{at} * K_L}{S_f * K_t * K_r}$$

$$S_{wtp} = \frac{S_{at} * K_L}{S_f * K_t * K_r}$$

$$S_{wtp} = 2.8$$

Luego su factor de seguridad es:

$$N = \frac{S_{wtp}}{S_{tp}}$$

$$N = 1.4$$

Por lo que el diseño empleado para los engranajes cónicos es óptimo. Para terminar de caracterizar los engranajes se determinan los diámetros en los cuales van acoplados al eje para determinar las dimensiones de los chaveteros

Tabla 31 Especificaciones técnicas del engranaje cónico

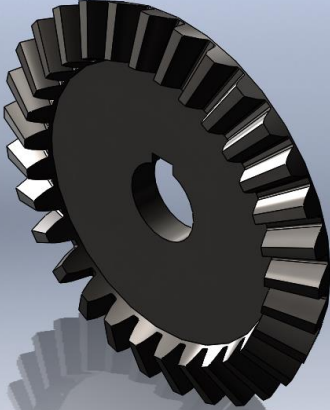
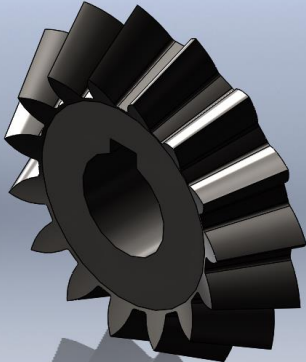
| ENGRANAJE CONICO  | ESPECIFICACIONES      |
|---|-----------------------|
|  | M=5                   |
|   | Dg=150                |
|   | N=30                  |
|   | Ángulo de Presión=20° |

Tabla 32 Especificaciones técnicas del piñón cónico

| PIÑON CONICO  | ESPECIFICACIONES      |
|---|-----------------------|
|  | M=2.5                 |
|   | Dg=97.5               |
|   | N=39                  |
|   | Ángulo de Presión=20° |

## 11.5 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Esta selección se hace con base a los resultados obtenidos de los momentos aplicados en el sistema de corte y exprimido, teniendo como factor de selección el mayor momento como crítico y así elegir un motorreductor que cumpla con esta condición. Adicionalmente se conoce que la geometría de los moldes de 4 orificios para el molde hembra y 3 conectores para el macho, luego su relación de velocidades es de  $i=4:3$  de CYCLO 6000.

Luego los parámetros para la elección del motorreductor son:

1. Que supere el torque requerido en el sistema de corte y extracción de fruta el cual es 11005 N-mm
2. Que su velocidad de salida se igual o mayor a 20 frutas por minuto
3. Que pueda trabajar más de diez horas por día

Inicialmente el sistema de transmisión de potencia se plantea de la siguiente forma, la cual consta de dos engranajes rectos, dos piñones rectos un engranaje cónico y un piñón cónico. Luego se asume que la reducción de velocidad en la primera relación sea de la mitad y en la segunda con los engranajes y piñones rectos sea de  $4/3$ , este último se debe a que el molde hembra tiene 4 agujeros y el macho 3.

Este sistema está compuesto por un engranaje cónico y un piñón este último conectado directamente con el motor, además 2 engranajes y dos piñones rectos.

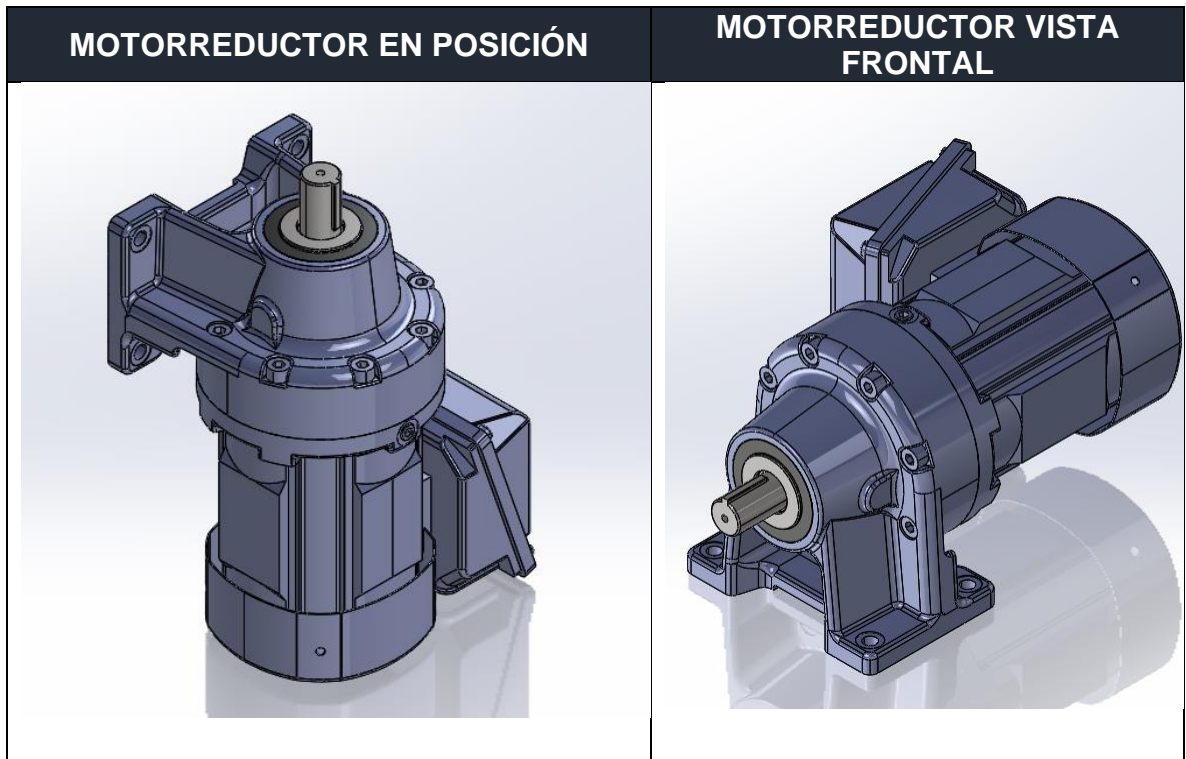
Para saber que velocidad de salida debe llevar el motorreductor se plantea el siguiente sistema de velocidades

Una vez obtenida la relación de velocidades y de dientes del engranaje ya se cuenta con la velocidad de salida que debe llevar el MOTORREDUCTOR.

Ahora que ya tenemos los tres datos que son

- 1) Potencia requerida
- 2) Velocidad de salida
- 3) Posición del motor

Tabla 33 Especificaciones técnicas del motorreductor



| INFORMACION BASICA DEL PRODUCTO |                          |
|---------------------------------|--------------------------|
| MODEL                           | CWHM-03-6075-B-25        |
| CYCLO FRAME SIZE                | 6075                     |
| HOUSING STYLE                   | (H) FOOT                 |
| OUTPUT SHAFT ORIENTATION        | (W) VERTICAL UP          |
| INPUT CONFIGURATION             | (M) INTEGRAL GEARMOTOR   |
| SHAFT SPECIFICATION             | ( ) STANDARD METRIC SIZE |

| CONFIGURATION RATING INFORMATION |                 |
|----------------------------------|-----------------|
| ACTUAL RATIO                     | 25              |
| INPUT /OUT PUT RPM               | 1750/70         |
| SERVICE FACTOR                   | III             |
| APLICACION INPUT POWERS          | 1/3(HP)- 250(W) |
| OUTPUT TORQUE                    | 32.8 (N-m)      |

Las dimensiones y demás características relevantes se encuentran en el anexo.

## 11.6 DISEÑO DE LOS EJES

Teniendo en cuenta las cargas que soprt a el eje y las ecuaciones suministradas por el libro de shigley y Mott se procede a realizar el diseño de ejes.

Cálculos para el engranaje cónico de las ecuaciones 10-9,10-10,10-11,10-12 del libro de mott. Inicialmente se determinan las fuerzas que ejerce el piñón, quien transmite la potencia al sistema y luego el cálculo al engranaje cónico que es el conducido.

$$Tp = 63000 \frac{P}{N}$$

$$Tp = 63000 \frac{1/3}{70}$$

$$Tp = 300 \text{ lb in}$$

$$Wtp = \frac{T}{rm}$$

$$rm = \frac{d}{2} - \frac{F * \text{Sen}(\gamma)}{2}$$

$$rm = \frac{3}{2} - \frac{1.66 * \text{Sen}(26.56^\circ)}{2}$$

$$rm = 1.13$$

$$Wtg = \frac{300}{1.13}$$

$$Wtg = 265.5 \text{ lb}$$

$$Wrg = Wt * \text{Tan}\phi \cos(\gamma)$$

$$Wrg = 265.5 * \text{Tan}(20^\circ) \cos(26.56^\circ)$$

$$Wrg = 86.43 \text{ lb}$$

$$Wxg = Wt * \text{Tan}\phi \text{sen}(\gamma)$$

$$Wxg = 265.5 * \text{Tan}(20^\circ) \text{sen}(26.56^\circ)$$

$$Wxg = 43.2 \text{ lb}$$

Ahora para el engranaje cónico corresponden los siguientes valores:

$$Tg = 63000 \frac{P}{N}$$

$$Tg = 63000 \frac{1/3}{35}$$

$$Tg = 600 \text{ lb in}$$

$$Wtg = \frac{T}{rm}$$

$$rm = \frac{d}{2} - \frac{F * Sen(\Gamma)}{2}$$

$$rm = \frac{6}{2} - \frac{1.66 * Sen(63.43^\circ)}{2}$$

$$rm = 2.25$$

$$Wtg = \frac{600}{2.25}$$

$$Wtg = 266.66 \text{ lb}$$

$$Wrg = Wt * Tan\phi \cos(\Gamma)$$

$$Wrg = 266.66 * Tan(20^\circ) \cos(63.43^\circ)$$

$$Wrg = 43.41 \text{ lb}$$

$$Wxg = Wt * Tan\phi \sin(\Gamma)$$

$$Wxg = 266.66 * Tan(20^\circ) \sin(63.43^\circ)$$

$$Wxg = 86.8 \text{ lb}$$

Cálculos para el piñón recto

$$T = 63000 \frac{P}{N}$$

$$T = 63000 \frac{1/3}{35}$$

$$T = 600 \text{ lb in}$$

$$Wt = T \frac{D}{2}$$

$$Wt = 600 \frac{3.9}{2}$$

$$Wt = 600 \frac{3.9}{2}$$

$$Wt = 1170$$

$$Wr = Wt * \tan\phi$$

$$Wr = 1170 * \tan 20$$

$$Wr = 425.8$$

Ahora se determina la resistencia a la fatiga modificada, teniendo en cuenta que el material elegido es el acero SAE 1045 con un  $s_y=90600$  psi de la tabla 5-8 se estima  $S_n=3500$ psi; si bien aún no se tienen los diámetros del eje se supone un  $C_s=0.75$  de la tabla 5-9. De la tabla 5-1 se obtiene el valor de confiabilidad que en este caso se desea de 0.99 por lo cual  $C_r=0.81$

$$S_n' = S_n * C_s * C_r$$

$$S_n' = 3500\text{psi} * 0.75 * 0.81$$

$$S_n' = 2126\text{psi}$$

Ahora se puede determinar el diámetro en el cual va el engranaje cónico.

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = \left[ \frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} \left[ \frac{600}{76900} \right]^2} \right]^{1/3}$$

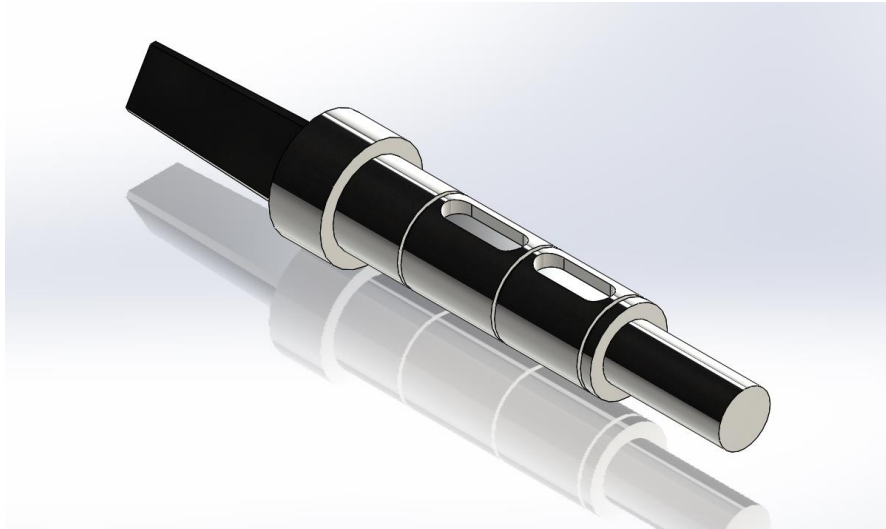
$$D = 0.52\text{pulg}$$

Par efectos prácticos se toma como como diámetro mínimo 1pulgada

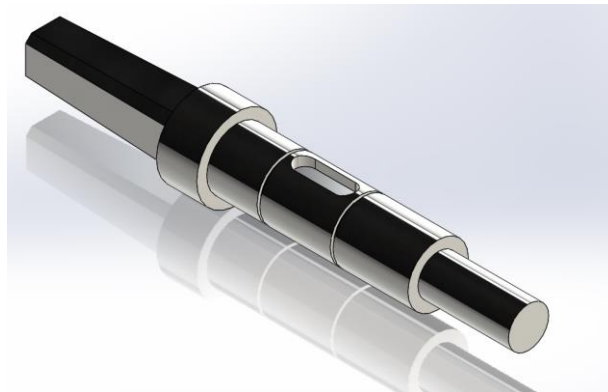
Luego los diámetros para los ejes correspondientes son los siguientes:

| N° | Elemento      | Diámetro 1 | Diámetro 2 | Diámetro 3 |
|----|---------------|------------|------------|------------|
| 1  | Eje motriz    | 25         | 30         | 40         |
| 2  | Eje conducido | 25         | 30         | 40         |

*Figura. 15 Diseño del eje motriz*



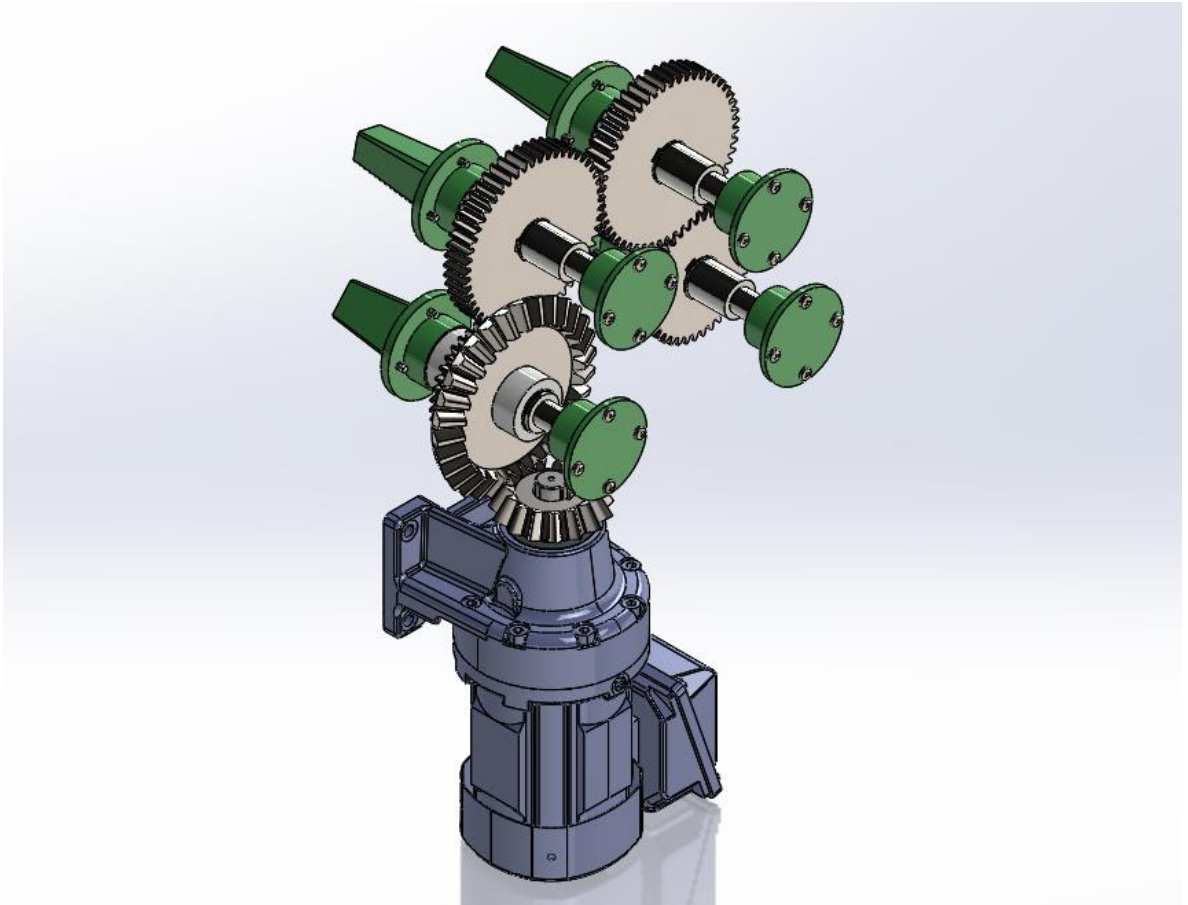
*Figura. 16 Diseño del eje conducido*



Con los cálculos realizados, el modelado CAD y planos, se procede a la fabricación de la máquina automatizada

Luego el diseño de transmisión de potencia quedaría como se muestra en la imagen.

*Figura. 17 Sistema de transmisión de Potencia*

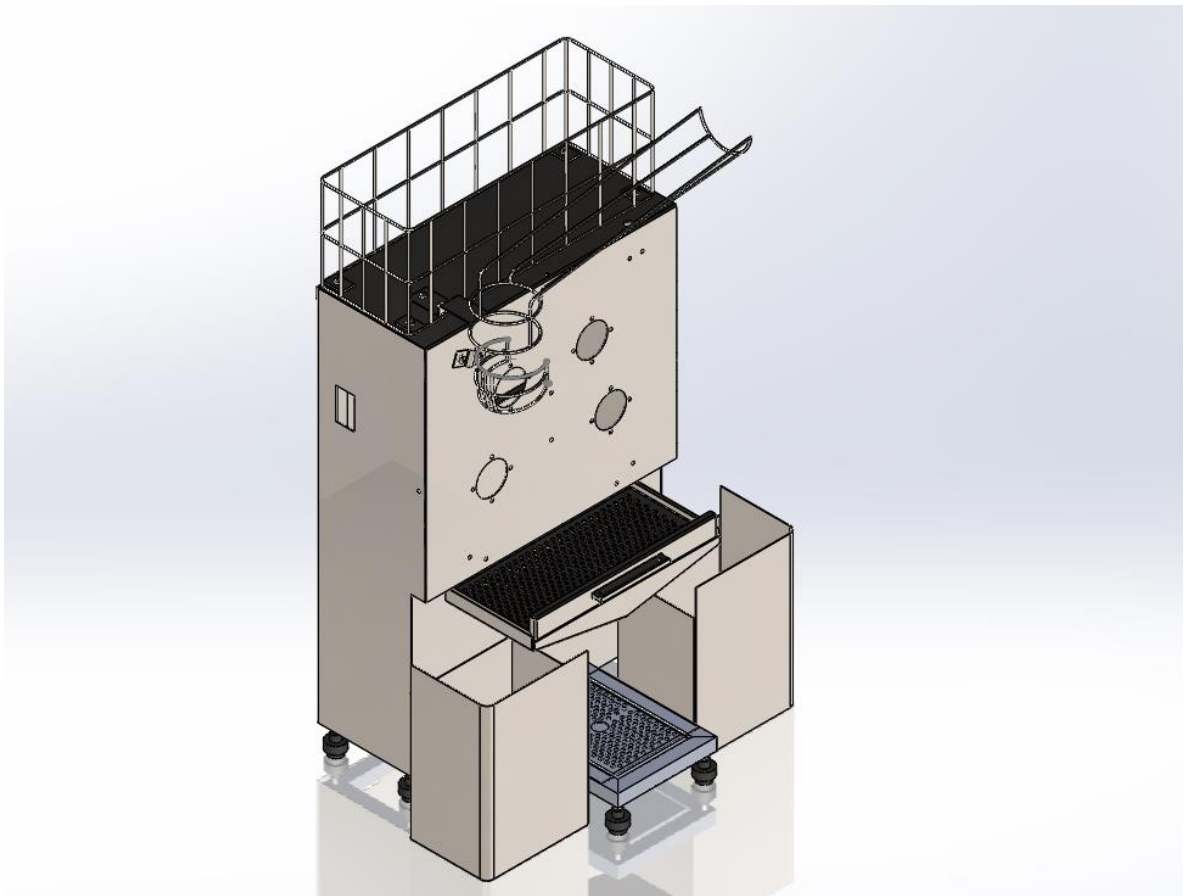


## 11.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

Una vez obtenido el diseño del sistema de corte y exprimido y el sistema de transmisión de potencia se procede a realizar un dimensionamiento de la maquina

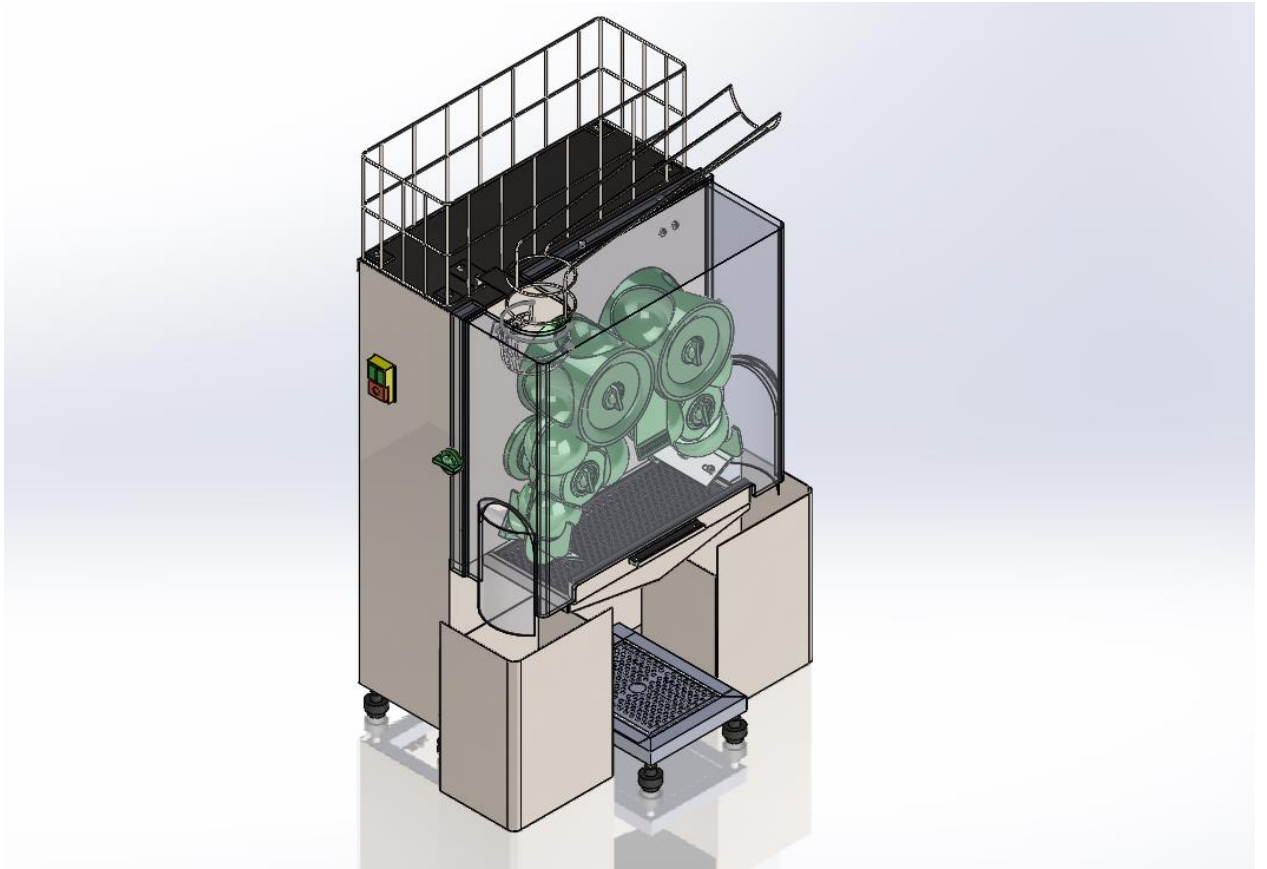
Se tiene que la cara frontal está delimitada por el sistema de corte y exprimido la cual tiene como medida frontal 400, luego se tomara como referencia esta cota y para su profundidad y altura el sistema de transmisión de potencia el cual sus ejes tienen una longitud de 165mm desde la parte interna de la tapa frontal y la longitud del motor es de 300mm más la distancia de centros de los engranajes. Con base en estas dimensiones se obtiene como resultado final el siguiente modelo como se muestra en la figura.

*Figura. 18 Chasis, Almacenamiento y suministro*



Teniendo los diferentes sistemas de la maquina se procede a realizar el diseño y ensamblaje global el cual dio como resultado lo mostrado en la figura.

Figura. 19 Modelo CAD de la Máquina Completa



## 12. FASE DE CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA

En este segmento se presentan diversas imágenes de referencia durante el proceso de la construcción de la maquinaria, a su vez, las pruebas realizadas verificando la funcionalidad de la misma.

Inicialmente se enviaron los planos del sistema de transmisión de potencia para su debido mecanizado además porque este proceso es el que más tiempo conlleva de la fabricación, como se muestra en las imágenes.

*Figura. 20 Mecanizado de ejes motriz y conducido*



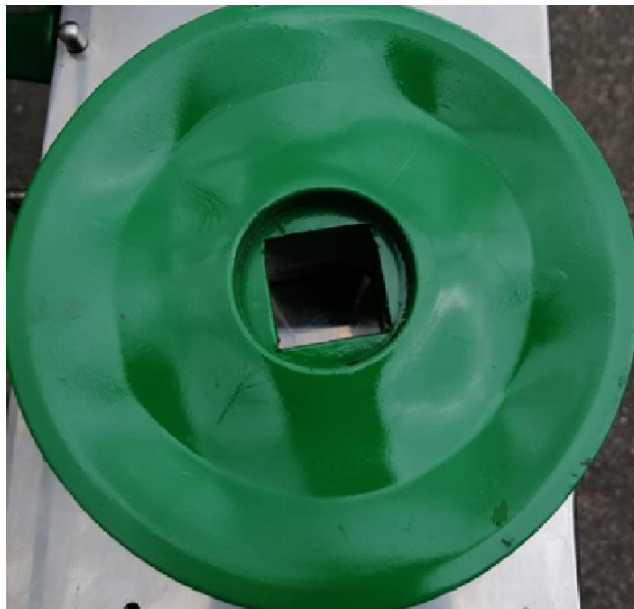
*Figura. 21 Mecanizado de engranajes rectos*



*Figura. 22 Mecanizado de moldes macho*



*Figura. 23 Mecanizado de moldes hembra*



*Figura. 24 Mecanizado de separador de fruta*



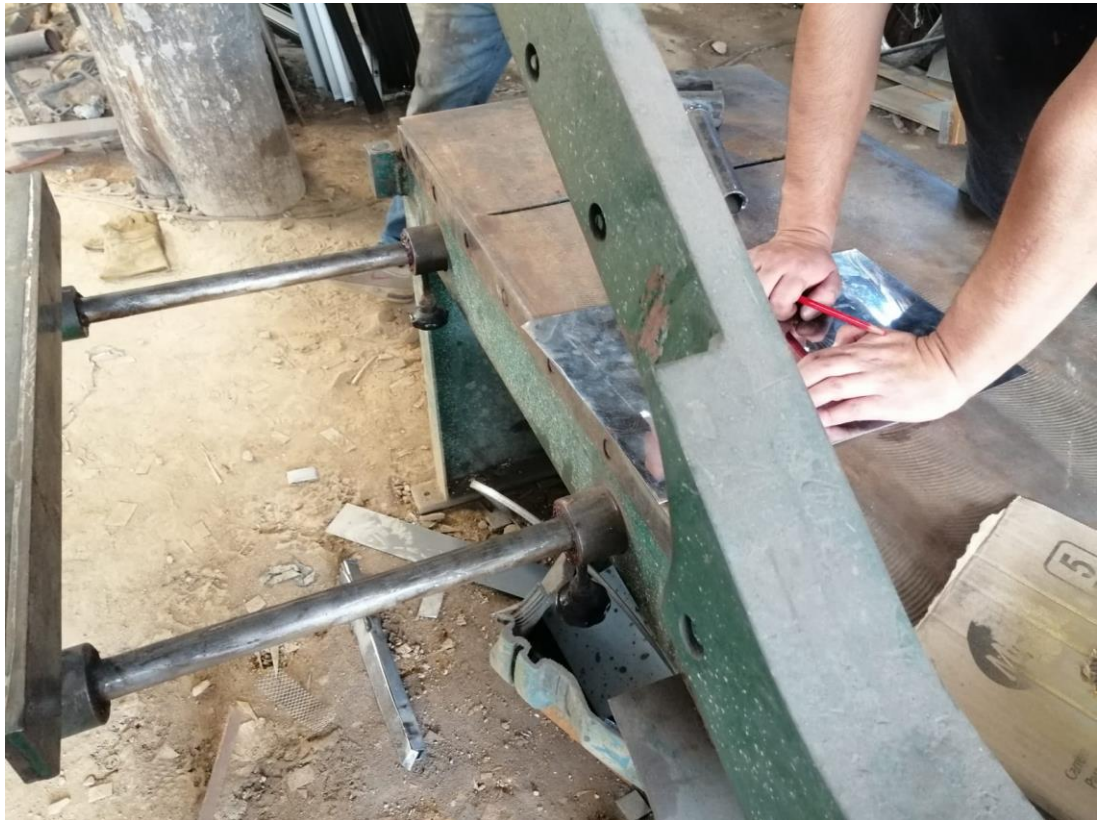
*Figura. 25 Doblez de lámina inoxidable*



*Figura. 26 Corte de tubos sección cuadrada*



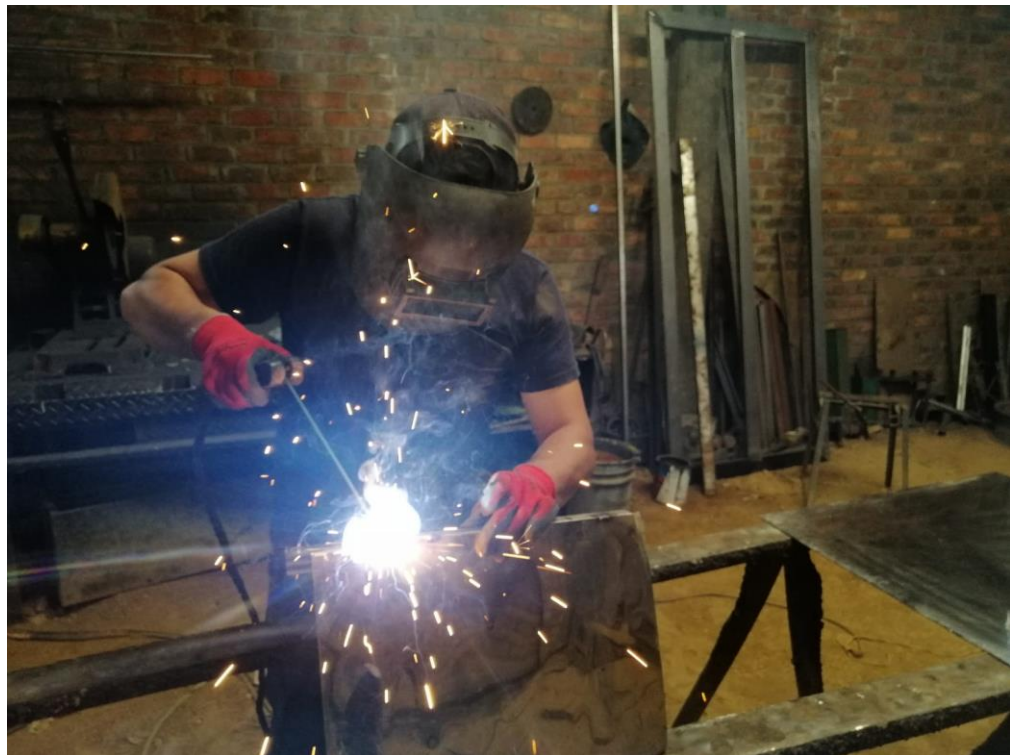
*Figura. 27 Corte de lámina inoxidable*



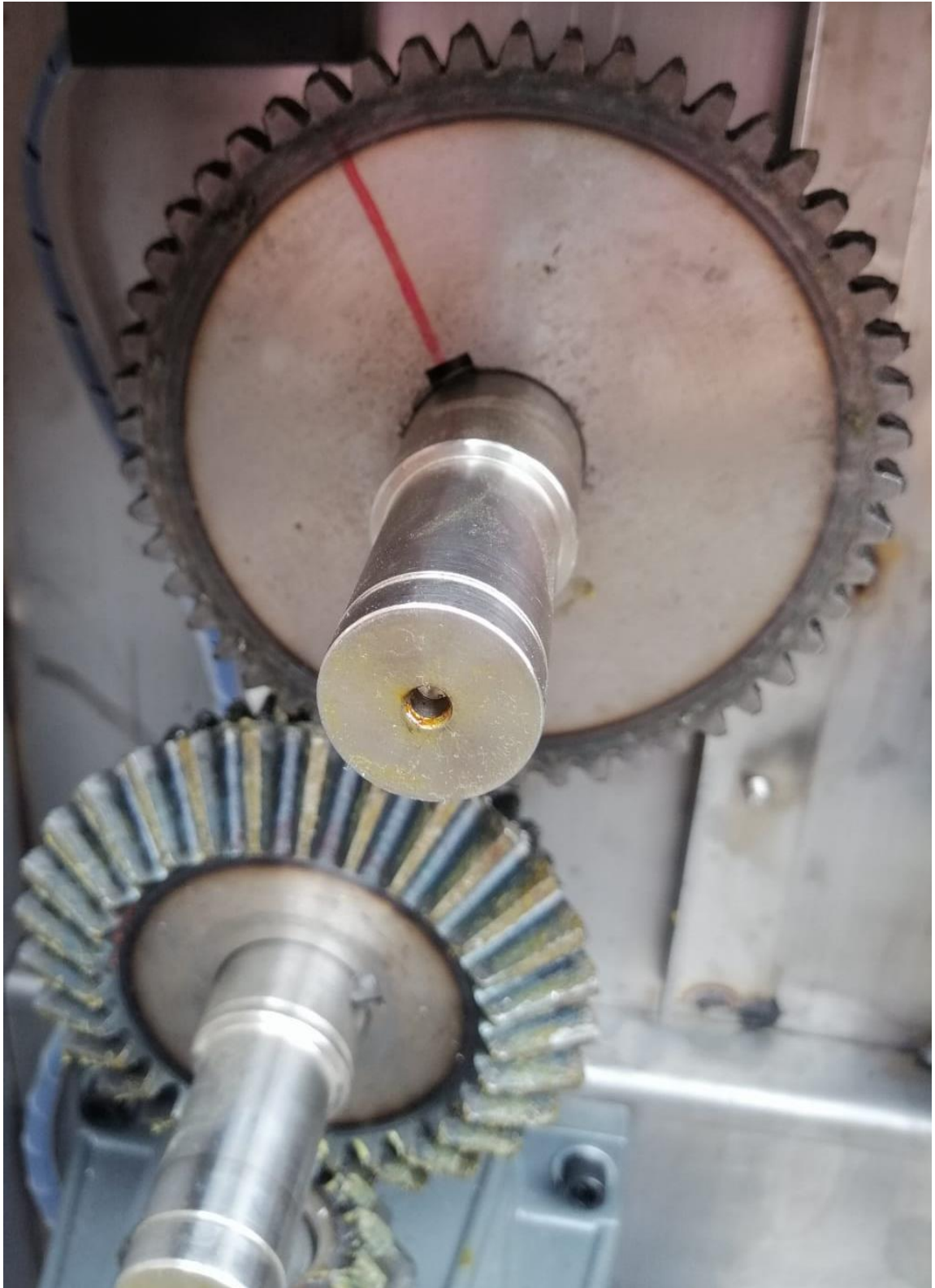
*Figura. 28 Unión para base de tubos cuadrados*



*Figura. 29 Unión tubos con lámina inoxidable*



*Figura. 30 Ensamblaje de piezas*



*Figura. 31 Ensamblaje de sistema de transmisión de potencia y sistema de cote y exprimido*



### **13. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

Inicialmente se realiza una prueba sin fruta para ver el correcto sistema de transmisión de potencia tanto de los engranajes cónicos como rectos, además del debido acople con los moldes macho y hembra donde se debe evidenciar un continuo y adecuado sistema rotatorio de la máquina.

Se colocan las naranjas, mandarinas y limones en diferente orden y posición para ver el correcto funcionamiento de la misma independiente de su forma. En las figuras se observan los ensayos realizados, en vacío, con fruta y en funcionamiento.

Adicionalmente se presenta los resultados de los ensayos.

*Figura. 32 Prueba de máquina en vacío*



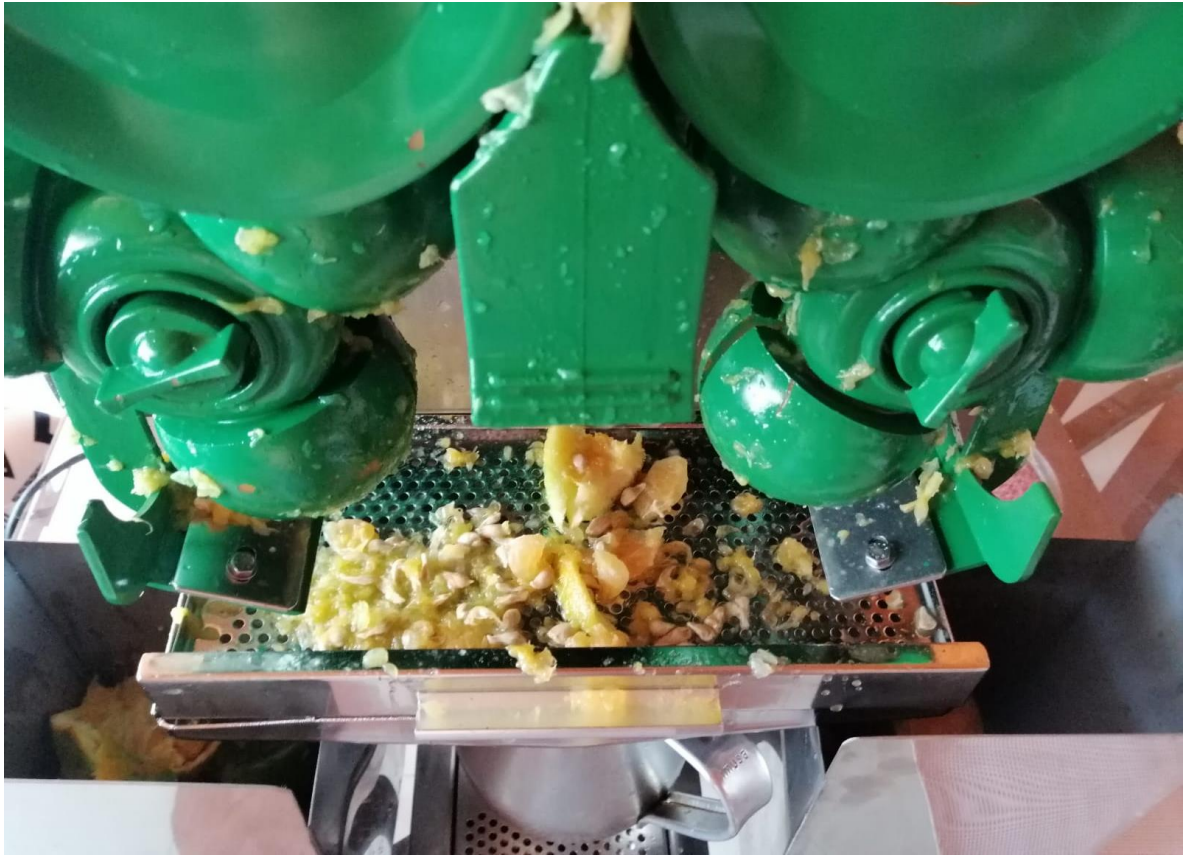
*Figura. 33 Prueba de máquina cargada*



*Figura. 34 Máquina en funcionamiento*



*Figura. 35 Resultados de la prueba*



## **RESULTADOS**

La máquina presenta un correcto funcionamiento independiente de la forma y llegada de la fruta al molde y durante el sistema de exprimido con la unión en el molde macho se puede observar la optimización del zumo y tiempo de elaboración.

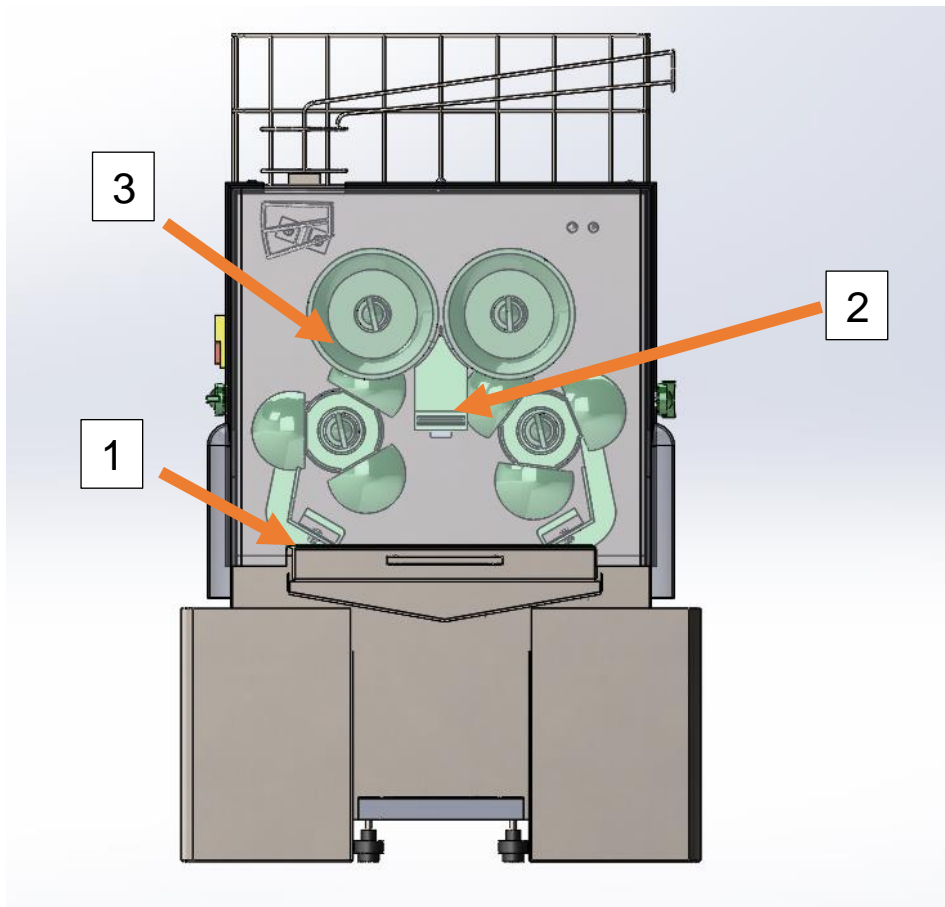
### 13. MANUAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO

Con este manual es usuario comprenderá el correcto uso de la maquina y a su vez los elementos necesarios para su durabilidad y conservación en el tiempo garantizando un funcionamiento adecuado para la obtención del producto final.

Para ensamblar los componentes del sistema de corte y exprimido instale inicialmente instale los moldes hembra y macho, luego la chuchilla media y por último el soporte de ranura, seguido del soporte medio de ranura y el separador medio de ranura encajando con el molde macho 1 y 2, para identificar de mejor forma los componentes dirijase al plano de vista explosionada del sistema de corte y exprimido que se encuentra en el Anexo G.

Se recomienda realizar limpieza del sistema de corte y exprimido en cada proceso terminado, para ello inicie el retiro de los componentes contrario al ensamblaje, es decir, retire el separador de fruta, seguido del soporte medio de ranura y el soporte de ranura, luego la cuchilla y por ultimo los moldes hembra y macho.

*Figura. 36 Retiro del sistema de corte y exprimido*

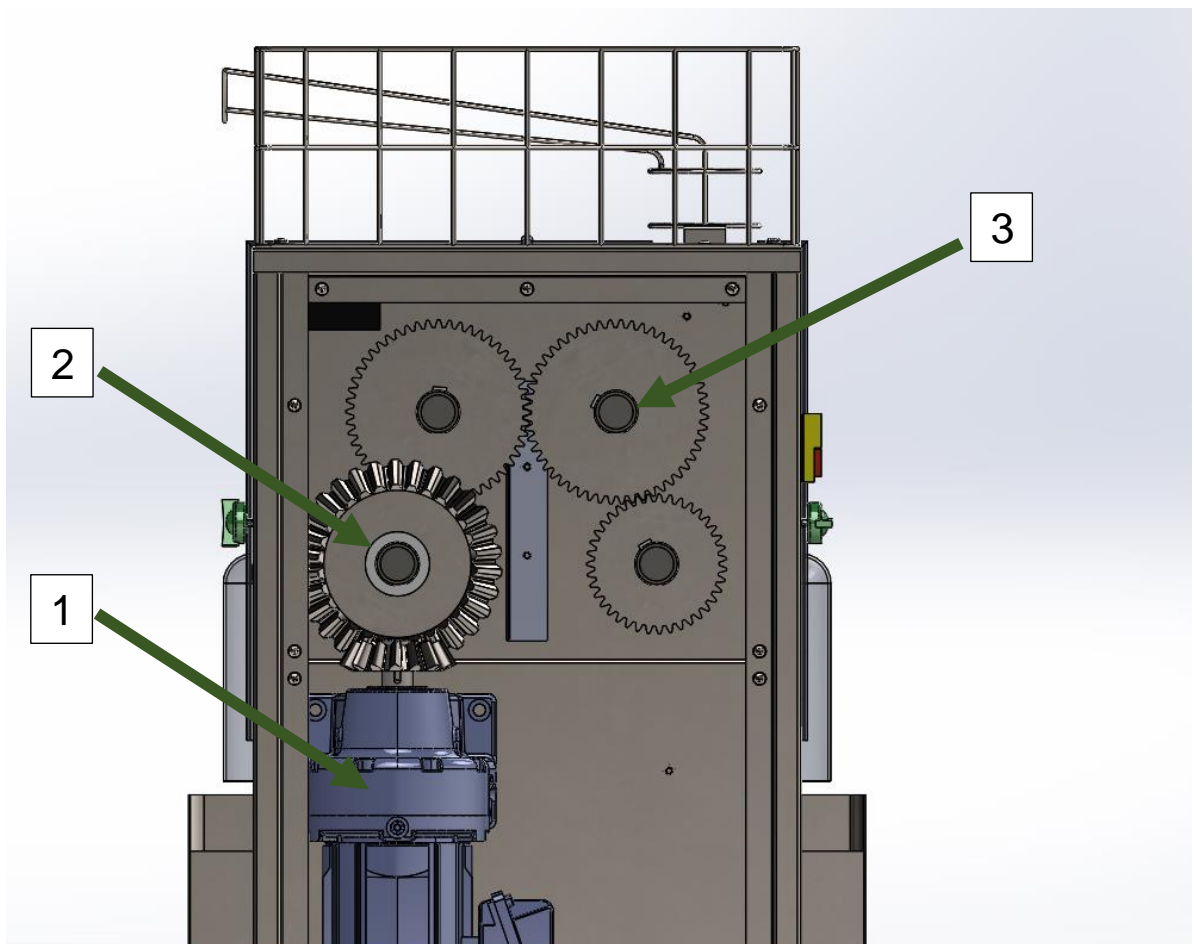


Se debe realizar un mantenimiento preventivo por lo menos cada 3 meses, verificando el funcionamiento correcto de los engranajes y que no existan desgastes considerables en los moldes macho, hembra y la cuchilla, esto con el fin de tener un correcto funcionamiento.

Para ello se deben retirar los engranajes uno a uno, inicialmente retire el motor el cual se encuentra empotrado a la lámina frontal inferior, una vez realizado esto, retire los anillos de retención y los retenedores de nylon que se encuentran tanto en los ejes motriz y conducido, para realizar este proceso utilice una pinza. Una vez terminado esto retire los engranajes u nuevamente los anillos de retención y retenedores de nylon para finalizar con la evacuación de todos los ejes y así el sistema de transmisión de potencia.

Remueva residuos e impurezas que tengan cada uno de estos elementos y finalice agregando un lubricante para engranajes.

*Figura. 37 Mantenimiento interno de la máquina*



## CONCLUSIONES

La máquina logro cumplir con el corte y exprimido de la máquina según los objetivos planteados logrando las 20 frutas por minuto.

El sistema de automatización se hizo mediante un control on-off, este control solamente es accionado si se presiona el sensor ubicado en la parte superior derecha de la máquina

Los moldes diseñados solamente cumplen un rango de fruta, si se quiere manejar un rango mayor, se recomienda realizar un diseño de diversos moldes que permitan el mismo funcionamiento de la máquina

El costo total de la máquina automatizada de extracción de zumo fue de 2'600.000 COP esto debido a que no es una fabricación en masa y algunos de los elementos empleados fueron tomados de reciclajes. Cabe resaltar que este es un proyecto viable en comparación a maquinas similares en el mercado su costo es menor entre un 40% y 60%, y que la mayoría de estas máquinas son importadas de otros países, siendo una alternativa como empresa fabricante de este tipo de máquinas.

Durante el proceso de fabricación se realizaron modificaciones y se tuvo en cuenta recomendaciones de los torneros, soldadores y personal de ornamentación para mejorar su diseño.

Se recomienda para próximos proyectos una máquina en la cual el humano no tenga contacto con la fruta, esto debido a posibles infección o transmisiones de gérmenes, estas máquinas conocidas como vending o auto dispensadoras.

## BIBLIOGRAFÍA

ARIÑO LATORRE, Carlos Vicente; Romero Perez, Julio Ariel; Sanchis Llopis, Roberto, *Automatización Industrial, Automatizacion Industrial*, España: 2010, 258p.

FANDELI. Catálogo general de productos, Alemania: Siemens, 2014, 188p.

HAMROCK, Bernard J. *Fundamentals of machine elements*. 2nd ed., Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2005, 942p.

JARRIN, Edison. *Diseño y construcción de una maquina extractora de naranja de 12 unidades por minuto de capacidad*. Ecuador: Escuela Politécnica Nacional, 2010. 209p.

NORTON, Robert L. *Diseño de Máquinaria. Síntesis y Análisis de máquinas y mecanismos* 4nd ed: McGraw-Hill, 453p

PEDRO, Catarina, and Pássaro Carvalho, 'Industrialización de Cítricos y Valor Agregado', *Cítricos: Cultivo, Poscosecha e Industrialización*. Colombia: Universidad de Antioquia, 2012, pp. 307–42

SHIGLEY, J.E. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México, Edit. Mc Graw Hill.

## Anexo A Diseño y procedimiento para engranajes rectos

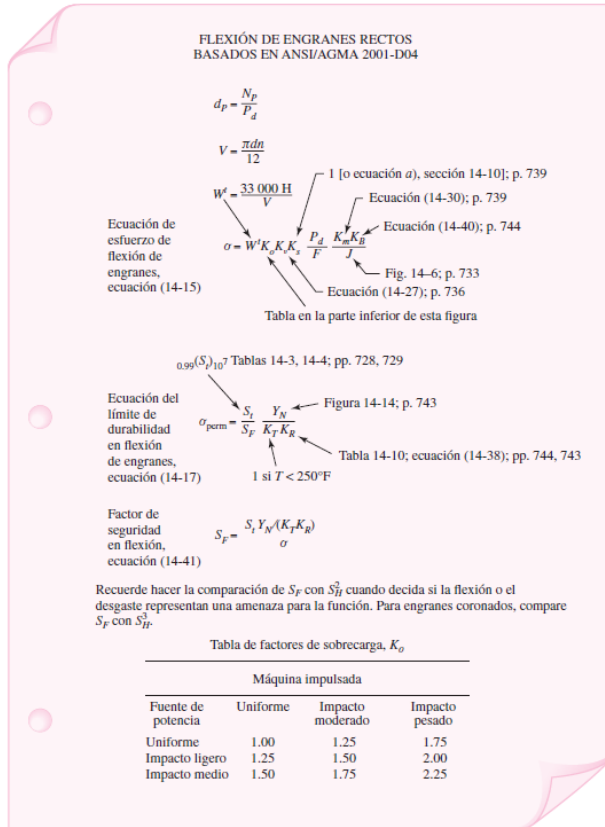
### 14-19 Diseño de un acoplamiento de engranes

Un conjunto de decisiones útil para engranes rectos y helicoidales incluye

- Función: carga, velocidad, confiabilidad, vida,  $K_o$
- Riesgo no cuantificable: factor de diseño  $n_d$
- Sistema de dientes:  $\phi$ ,  $\psi$ , cabeza, raíz, radio del entalle de la raíz
- Relación de engranes  $m_G$ ,  $N_p$ ,  $N_G$
- Número de calidad  $Q_v$
- Paso diametral  $P_d$
- Ancho de la cara  $F$
- Material del piñón, dureza del núcleo, dureza superficial
- Material de la corona, dureza del núcleo, dureza superficial

Decisiones *a priori*

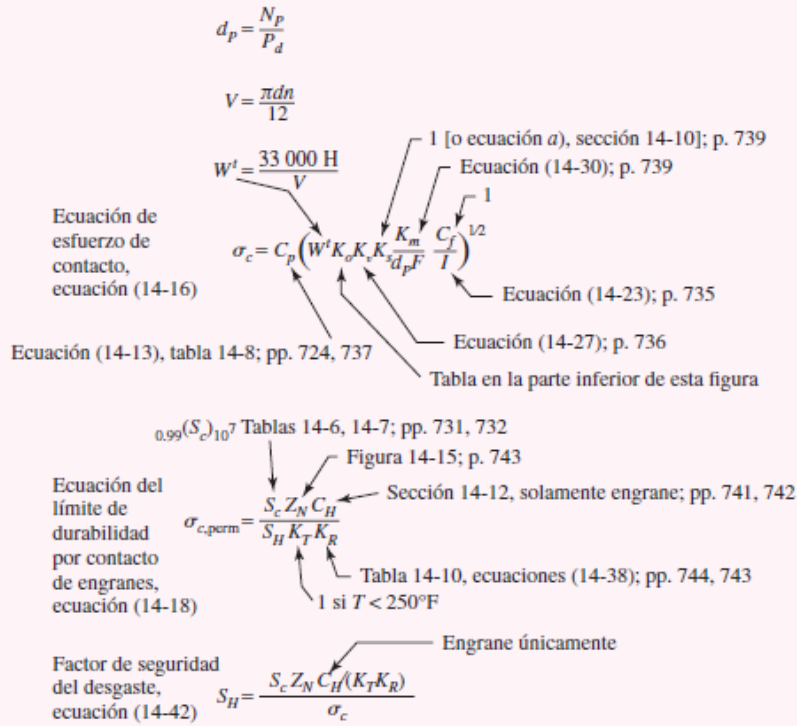
Decisiones de diseño



**Figura 14-17**

Ruta de caminos de las ecuaciones de flexión basadas en las normas AGMA. [ANSI/AGMA 2001-D04.]

DESGASTE DE ENGRANES RECTOS  
BASADOS EN ANSI/AGMA 2001-D04



Recuerde hacer la comparación de  $S_F$  con  $S_H^2$  cuando decida si la flexión o el desgaste representan una amenaza para la función. Para engranes coronados, compare  $S_F$  con  $S_H^3$ .

Tabla de factores de sobrecarga,  $K_o$

| Fuente de potencia | Máquina impulsada |                  |                |
|--------------------|-------------------|------------------|----------------|
|                    | Uniforme          | Impacto moderado | Impacto pesado |
| Uniforme           | 1.00              | 1.25             | 1.75           |
| Impacto ligero     | 1.25              | 1.50             | 2.00           |
| Impacto medio      | 1.50              | 1.75             | 2.25           |

**Figura 14-18**

Ruta de caminos de las ecuaciones de desgaste basadas en las normas AGMA. (ANSI/AGMA 2001-D04.)

$$V = \pi dn/12 \quad (13-34)$$

donde  $V$  = velocidad de la línea de paso, pie/min  
 $d$  = diámetro del engrane, pulg  
 $n$  = velocidad del engrane, rpm

Muchos problemas de diseño de engranes especifican la potencia y la velocidad, de modo que será conveniente resolver la ecuación (13-33) para  $W_t$ . Con la velocidad de línea de paso y los apropiados factores de conversión incorporados, la ecuación (13-33) puede reacomodarse y expresarse en las unidades acostumbradas como

$$W_t = 33\,000 \frac{H}{V} \quad (13-35)$$

donde  $W_t$  = carga transmitida, lbf  
 $H$  = potencia, hp  
 $V$  = velocidad de la línea de paso, pie/min

La correspondiente ecuación en el SI es

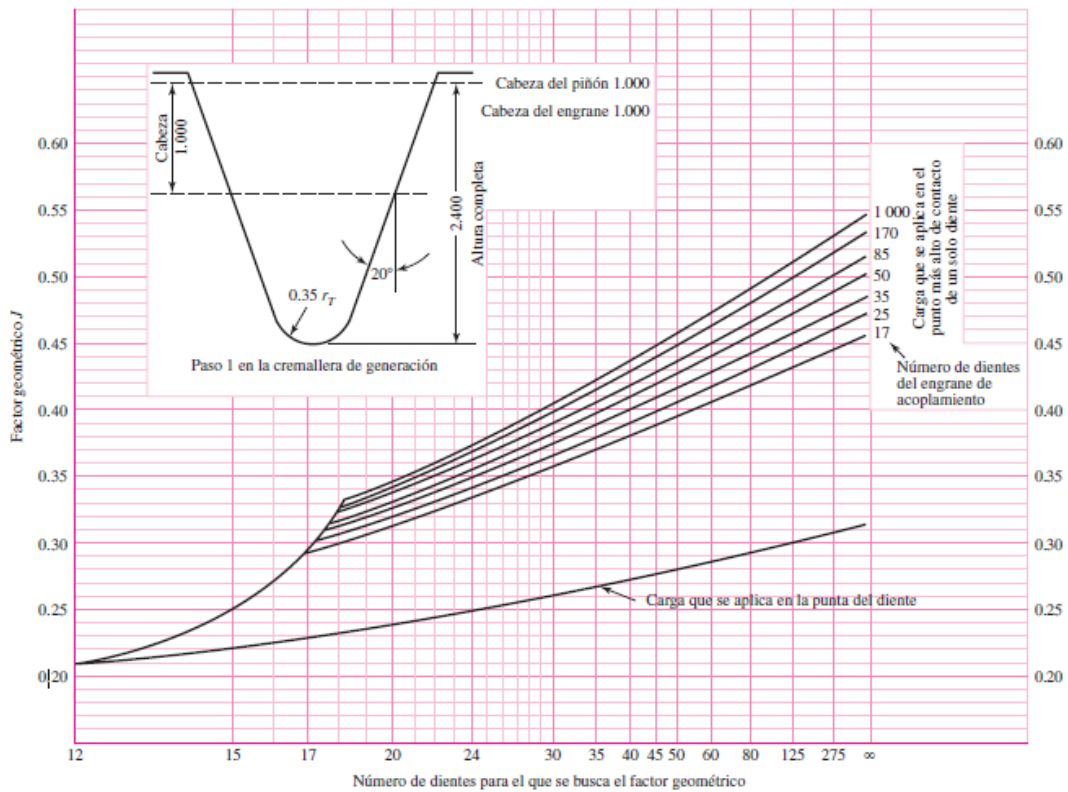
$$W_t = \frac{60\,000H}{\pi dn} \quad (13-36)$$

donde  $W_t$  = carga transmitida, kN  
 $H$  = potencia, kW  
 $d$  = diámetro del engrane, mm  
 $n$  = velocidad, rpm

**Tabla 14-2**

Valores del factor de forma de Lewis  $Y$  (estos valores son para un ángulo normal de presión de  $20^\circ$ , dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

| Número de dientes | $Y$   | Número de dientes | $Y$   |
|-------------------|-------|-------------------|-------|
| 12                | 0.245 | 28                | 0.353 |
| 13                | 0.261 | 30                | 0.359 |
| 14                | 0.277 | 34                | 0.371 |
| 15                | 0.290 | 38                | 0.384 |
| 16                | 0.296 | 43                | 0.397 |
| 17                | 0.303 | 50                | 0.409 |
| 18                | 0.309 | 60                | 0.422 |
| 19                | 0.314 | 75                | 0.435 |
| 20                | 0.322 | 100               | 0.447 |
| 21                | 0.328 | 150               | 0.460 |
| 22                | 0.331 | 300               | 0.472 |
| 24                | 0.337 | 400               | 0.480 |
| 26                | 0.346 | Cremallera        | 0.485 |



**Figura 14-6**

Factores geométricos  $J$  de engranes rectos. Fuente: La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.

## Figura 14-16 Factor de espesor de aro $K_B$

### 14-16 Factor de espesor del aro $K_B$

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo  $K_B$  o ( $t_R$ ). Dicho factor, el *factor del espesor del aro*  $K_B$  ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado. Es una función de la relación de apoyo  $m_B$ ,

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (14-39)$$

donde  $t_R$  = espesor del aro debajo del diente, pulg., y  $h_t$  = profundidad total. La geometría se representa en la figura 14-16. El factor del espesor del aro  $K_B$  está dada por

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (14-40)$$

Tabla 1.0 de módulos normalizados

| Módulos normalizados |                   |  |
|----------------------|-------------------|--|
| Módulo (mm)          | $P_d$ equivalente | $P_d$ normalizado más cercano (dientes/pulg) |
| 0.3                  | 84.667            | 80   |
| 0.4                  | 63.500            | 64   |
| 0.5                  | 50.800            | 48   |
| 0.8                  | 31.750            | 32   |
| 1                    | 25.400            | 24   |
| 1.25                 | 20.320            | 20   |
| 1.5                  | 16.933            | 16   |
| 2                    | 12.700            | 12   |
| 2.5                  | 10.160            | 10   |
| 3                    | 8.466             | 8  |
| 4                    | 6.350             | 6  |
| 5                    | 5.080             | 5  |
| 6                    | 4.233             | 4  |
| 8                    | 3.175             | 3  |
| 10                   | 2.540             | 2.5  |
| 12                   | 2.117             | 2  |
| 16                   | 1.587             | 1.5  |
| 20                   | 1.270             | 1.25   |
| 25                   | 1.016             | 1  |

$$K_v = \begin{cases} \left( \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & V \text{ en pie/min} \\ \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & V \text{ en m/s} \end{cases} \quad (14-27)$$

donde

$$\begin{aligned} A &= 50 + 56(1 - B) \\ B &= 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \end{aligned} \quad (14-28)$$

Y la velocidad máxima, que representa el punto final de la curva  $Q_v$ , se obtiene mediante

$$(V_r)_{\text{máx}} = \begin{cases} [A + (Q_v - 3)]^2 & \text{pie/min} \\ \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} & \text{m/s} \end{cases} \quad (14-29)$$

Para determinar el valor de  $Q_v$  se define por el siguiente texto

Como un intento de obtener algún control sobre estos efectos, la AGMA ha definido un conjunto de *números de control de calidad*.<sup>7</sup> Estos números definen las tolerancias para engranes de diversos tamaños fabricados con una clase de *calidad* específica. Los números de *calidad* del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de *calidad* comercial. Los números del 8 al 12 son de *calidad* de precisión. El *número de nivel de exactitud en la transmisión*  $Q_v$  de AGMA se puede considerar igual que el número de *calidad*. Las siguientes ecuaciones del factor dinámico se basan en estos números  $Q_v$ :

#### 14-14 Factor de confiabilidad $K_R$ ( $Y_Z$ )

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de la carga no se abordan aquí. Las resistencias AGMA  $S_f$  y  $S_c$  se basan en una confiabilidad de 99%. La tabla 14-10 se basa en datos desarrollados por la Marina Estadounidense de fallas por fatiga debidas a esfuerzos de flexión y de contacto.

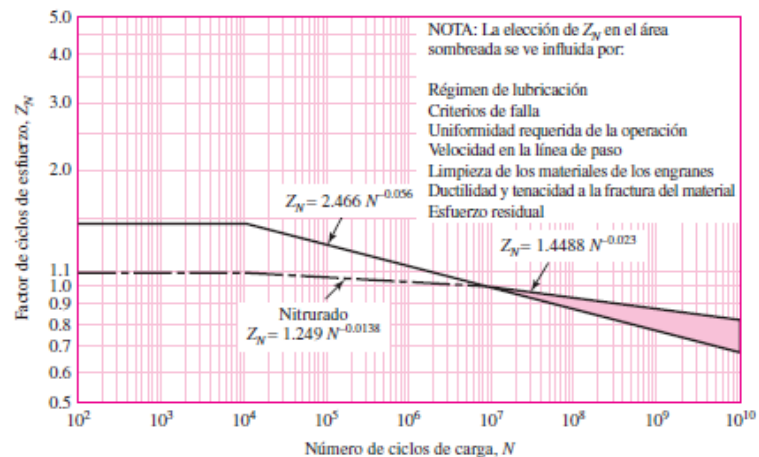
La relación funcional entre  $K_R$  y la confiabilidad es notablemente no lineal. Cuando se requiera hacer una interpolación, la interpolación lineal es demasiado burda. Una transformación logarítmica de cada cantidad produce una serie lineal. Un ajuste de regresión por mínimos cuadrados está dado por

$$K_R = \begin{cases} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & 0.5 < R < 0.99 \\ 0.50 - 0.109 \ln(1 - R) & 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{cases} \quad (14-38)$$

Para valores cardinales de  $R$ , se toma  $K_R$  de la tabla. De no ser así, haga uso de la interpolación logarítmica que es proporcionada por las ecuaciones (14-38).

#### Figura 14-15

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura  $Z_N$ . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)



## Recomendación para ancho de cara F

La versión métrica de esta ecuación corresponde a

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{FmY} \quad (14-8)$$

donde el ancho de la cara  $F$  y el módulo  $m$  están en milímetros (mm). Si se expresa la componente tangencial de la carga  $W^t$  en newtons (N) se producen unidades de esfuerzo en megapascas (MPa).

Como regla general, los engranes rectos deben tener el ancho de la cara  $F$  de tres a cinco veces el paso circular  $p$ .

Las ecuaciones (14-7) y (14-8) son importantes porque constituyen el fundamento del método AGMA de la resistencia a la flexión de dientes de engranes. Se encuentran en uso

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones está dado regularmente por el factor de distribución de la carga en la cara  $C_{mf}$ , donde

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (14-30)$$

de elementos mecánicos

donde

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases} \quad (14-31)$$

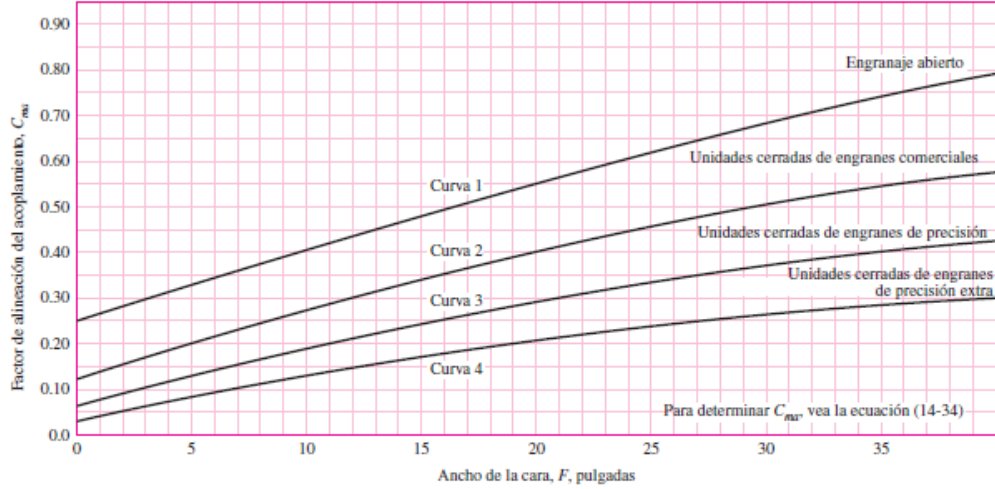
$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ pulg} \end{cases} \quad (14-32)$$

Observe que para valores de  $F/(10d) < 0.05$ , se usa  $F/(10d) = 0.05$ .

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_f/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado con } S_f/S \geq 0.175 \end{cases} \quad (14-33)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (\text{vea la tabla 14-9 de los valores de } A, B \text{ y } C) \quad (14-34)$$

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble o si la} \\ & \text{compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases} \quad (14-35)$$



**Figura 14-11**

Factor de alineación del acoplamiento  $C_m$ . Ecuaciones del ajuste de la curva en la tabla 14-9. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)

$$\sigma = \begin{cases} W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} & \text{(unidades habituales en Estados Unidos)} \\ W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} & \text{(unidades SI)} \end{cases} \quad (14-15)$$

#### 14-17 Factores de seguridad $S_F$ y $S_H$

Las normas ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04 contienen un factor de seguridad  $S_F$  que protege contra la falla por fatiga por flexión y el factor de seguridad  $S_H$  que resguarda contra la falla por picadura.

La definición de  $S_F$ , de conformidad con la ecuación (14-17), corresponde a

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} = \frac{\text{resistencia a la flexión completamente corregida}}{\text{esfuerzo de flexión}} \quad (14-41)$$

donde  $\sigma$  se calcula a partir de la ecuación (14-15). Es una definición de resistencia sobre esfuerzo en un caso donde el esfuerzo es lineal con la carga transmitida.

La definición de  $S_H$ , de acuerdo con la ecuación (14-18), es

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_c} = \frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto}} \quad (14-42)$$

donde  $\sigma_c$  se calcula a partir de la ecuación (14-16). Lo anterior también representa una definición de resistencia sobre esfuerzo, pero en un caso donde el esfuerzo *no* es lineal con la carga transmitida  $W^t$ .

Aunque la definición de  $S_H$  no interfiere con su función propuesta, se requiere tener cuidado cuando se realiza la comparación de  $S_F$  con  $S_H$  en un análisis, a fin de evaluar la naturaleza y severidad de la amenaza para la pérdida de función. Para hacer  $S_H$  lineal con la carga transmitida,  $W^t$  podría definirse como

$$S_H = \left( \frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto impuesto}} \right)^2 \quad (14-43)$$

## Acero AISI 1045, estirado en frío, redondo de 19-32 mm (0,75-1,25 pulg.)

Categorías: [Metal](#) ; [Metales ferrosos](#) ; [Acero al carbono](#) ; [Acero serie AISI 1000](#) ; [Acero al carbono medio](#)

**Notas materiales:** Acero con contenido medio de carbono, se puede forjar con martillo. Puede tratarse térmicamente, endurecerse a la llama o por inducción, pero no se recomienda para cementación o cianuración. Referencia cruzada AISI para JIS S45C y KS SM45C.

**Palabras clave:** AFNOR NF A35-553 XC45, AFNOR NF A35-554 XC48, DIN 1654 1.1192, DIN 1654 Cq45, DIN 17200 1.0503, AFNOR XC42, AFNOR XC42TS, AFNOR XC48TS, AFNOR NF A33-101 AF65C45, AFNOR NF A35H1552 G10450, ASTM A29, ASTM A108, ASTM A266 Clase 3, ASTM A304, ASTM A311, ASTM A510, ASTM A519, AS 1442 K1045 (Australia), AS 1442 S1045, AS 1443 K1045, AS 1446 K1045, AS 1446 S1045, ASTM A568, ASTM A576, ASTM A582, ASTM A927, ASTM A930, FED QQ-S-635, FED QQ-S-700, FED QQ-W-461, MIL S-24093, MIL S-3039, BDS 6354 45G2A, BDS 6354 45G2K2, BDS 6354 45G2K3, GB 3079 45 (China), GB 3089 45, GB 699 45, YB 6 45b, DIN 17200 1.1191, DIN 17200 1.1201, DIN 17200 C45, DIN 17200 CK45, DIN 17200 Cm45, DIN 17200 GS-CK45, DIN 17212 1.1193, MIL S-46070, SAE J1397, SAE J403, SAE J412, BS 970 Parte 1 O60A47 (Reino Unido), BS 970 Parte 1 080A47, BS 970 Parte 1 080M46, NBN 253-02 C45-3, NBN 253-06 C46, BDS 3492 45LI (Bulgaria), BDS 3492 45LII, BDS 3492 45LIII, BDS 5785 45, BDS 6354 45G2, ONORM M3108 C45SW (Austria), ONORM M3110 RC45, ONORM M3161 C45, NBN 253-02 C45-1 (Bélgica), NBN 253-02 C45-2

**Vendedores:** No se enumeran proveedores para este material. Haga [clic aquí](#) si es un proveedor y desea información sobre cómo agregar su listado a este material.

[Versión para imprimir](#) [Descargar como PDF](#) [Descargar a Excel \(requiere Excel y Windows\)](#)  
[Exportar datos a su programa CAD / FEA](#)

Agregar a la carpeta  Mi carpeta **0/0**

| Propiedades físicas                    | Métrico     | Inglés                           | Comentarios                           |
|--|-------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Densidad                               | 7,85 g / cc | 0,284 libras / pulg <sup>3</sup> |                                       |
| Propiedades mecánicas                  | Métrico     | Inglés                           | Comentarios                           |
| Dureza, Brinell                        | 179         | 179                              |                                       |
| Dureza, Knoop                          | 200         | 200                              | Convertido de Brinell                 |
| Dureza, Rockwell B                     | 88          | 88                               | Convertido de Brinell                 |
| Dureza, Vickers                        | 188         | 188                              | Convertido de Brinell                 |
| Resistencia a la tracción, Ultimate    | 625 MPa     | 90600 psi                        |                                       |
| Resistencia a la tracción, rendimiento | 530 MPa     | 76900 psi                        |                                       |
| Alargamiento a la rotura               | 12%         | 12%                              | En 50 mm                              |
| Reducción del área                     | 35%         | 35%                              |                                       |
| Módulo de elasticidad                  | 206 GPa     | 29900 ksi                        |                                       |
| Módulo de volumen                      | 163 GPa     | 23600 ksi                        | Estimado a partir del módulo elástico |
| El coeficiente de Poisson              | 0,29        | 0,29                             | Típico para el acero                  |
| Maquinabilidad                         | 55%         | 55%                              | Basado en acero AISI 1212 = 100%      |
| Módulo de corte                        | 80,0 GPa    | 11600 ksi                        | Estimado a partir del módulo elástico |

## 14-15 Factor de temperatura $K_T (Y_\theta)$

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea  $K_T = Y_\theta = 1.0$ . Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar intercambiadores de calor para asegurar que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este valor, puesto que ello es conveniente para el lubricante.

## Anexo B Diseño y procedimiento para engranajes cónicos

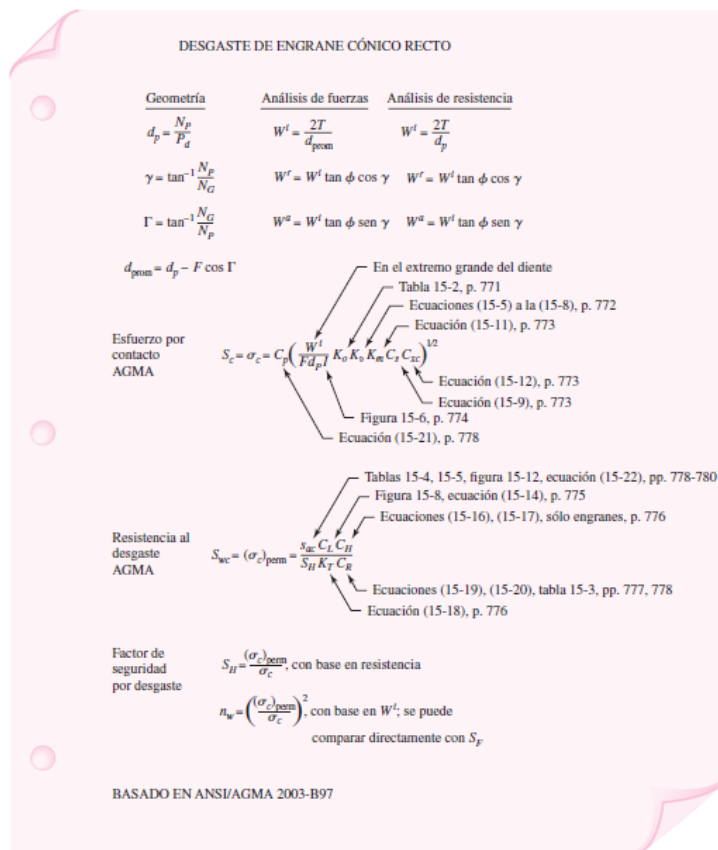
### 15-5 Diseño de un acoplamiento de engranes cónicos rectos

Un conjunto útil de decisiones para diseñar engranes cónicos rectos es:

- |   |   |                            |
|---|---|----------------------------|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• Función</li> <li>• Factor de diseño</li> <li>• Sistema de dientes</li> <li>• Número de dientes</li> </ul>  | } | Decisiones <i>a priori</i> |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• Paso y ancho de cara</li> <li>• Número de calidad</li> <li>• Material del engrane, dureza del núcleo y superficie</li> <li>• Material del piñón, dureza del núcleo y superficie</li> </ul> | } | Variables de diseño        |

**Figura 15-14**

Resumen de la "ruta de caminos" de las ecuaciones principales de desgaste de engranes cónicos rectos y sus parámetros.



**Figura 15-15**

Resumen de la "ruta de caminos" de las ecuaciones principales de flexión de engranes cónicos rectos y sus parámetros.

**FLEXIÓN DE ENGRANE CÓNICO RECTO**

| Geometría                            | Análisis de fuerzas               | Análisis de resistencia           |
|--------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| $d_p = \frac{N_P}{P}$                | $W^t = \frac{2T}{d_{perm}}$       | $W^t = \frac{2T}{d_p}$            |
| $\gamma = \tan^{-1} \frac{N_P}{N_G}$ | $W^r = W^t \tan \phi \cos \gamma$ | $W^r = W^t \tan \phi \cos \gamma$ |
| $\Gamma = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_P}$ | $W^a = W^t \tan \phi \sin \gamma$ | $W^a = W^t \tan \phi \sin \gamma$ |
| $d_{prom} = d_p - F \cos \Gamma$     |                                   |                                   |

En el extremo grande del diente

Esfuerzo de flexión AGMA

$$S_t = \sigma = \frac{W^t}{F} P_d K_o K_v K_r \frac{K_a K_m}{K_f J}$$

Tabla 15-2, p. 771  
Ecuaciones (15-5) a la (15-8), p. 772  
Ecuación (15-10), p. 773  
Ecuación (15-11), p. 773  
Figura 15-7, p. 774  
Ecuación (15-13), p. 773

Resistencia a la flexión AGMA

$$S_{wt} = \sigma_{perm} = \frac{S_a K_L}{S_F K_T K_R}$$

Tabla 15-6 o 15-7, pp. 779-780  
Figura 15-9, ecuación (15-15), pp. 776, 775  
Ecuaciones (15-19), (15-20), tabla 15-3, pp. 777, 778  
Ecuación (15-18), p. 776

Factor de seguridad a la flexión

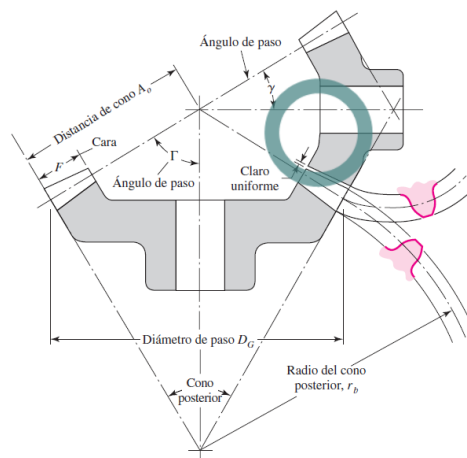
$S_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$ , con base en la resistencia

$n_R = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$ , con base en  $W^t$ , igual que  $S_F$ .

**BASADO EN ANSI/AGMA 2003-B97**

**Figura 13-20**

Nomenclatura de engranes cónicos.



$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \quad \tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \quad (13-14)$$

**Tabla 13-3**

Proporciones de dientes de engranes cónicos rectos a 20°

| Elemento                   | Fórmula  |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
|----------------------------|--|-------|----|----|----|----|--------|----|----|----|----|
| Profundidad de trabajo     | $h_k = 2.0/P$  |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
| Claro                      | $c = (0.188/P) + 0.002$ pulg   |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
| Cabeza del engrane         | $a_G = \frac{0.54}{P} + \frac{0.460}{P(m_{90})^2}$   |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
| Relación de engranes       | $m_G = N_G/N_P$  |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
| Relación equivalente a 90° | $m_{90} = m_G$ cuando $\Gamma = 90^\circ$<br>$m_{90} = \sqrt{m_G \frac{\cos \gamma}{\cos \Gamma}}$ cuando $\Gamma \neq 90^\circ$   |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
| Ancho de la cara           | $F = 0.3A_0$ o $F = \frac{10}{P}$ , el que sea menor   |       |    |    |    |    |        |    |    |    |    |
| Número mínimo de dientes   | <table border="1"> <tr> <td>Piñón</td> <td>16</td> <td>15</td> <td>14</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>Corona</td> <td>16</td> <td>17</td> <td>20</td> <td>30</td> </tr> </table> | Piñón | 16 | 15 | 14 | 13 | Corona | 16 | 17 | 20 | 30 |
| Piñón                      | 16   | 15    | 14 | 13 |    |    |        |    |    |    |    |
| Corona                     | 16   | 17    | 20 | 30 |    |    |        |    |    |    |    |

$$N' = \frac{2\pi r_b}{p} \quad (13-15)$$

**Tabla 15-2**

Factores de sobrecarga  $K_o$  ( $K_A$ )  
Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.

| Carácter del movimiento principal | Carácter de la carga sobre la máquina impulsada |                |               |                |
|-----------------------------------|---|----------------|---------------|----------------|
|                                   | Uniforme  | Impacto ligero | Impacto medio | Impacto pesado |
| Uniforme                          | 1.00  | 1.25           | 1.50          | 1.75 o mayor   |
| Impacto ligero                    | 1.10  | 1.35           | 1.60          | 1.85 o mayor   |
| Impacto medio                     | 1.25  | 1.50           | 1.75          | 2.00 o mayor   |
| Impacto pesado                    | 1.50  | 1.75           | 2.00          | 2.25 o mayor   |

*Nota:* Esta tabla es para transmisiones reductoras de velocidad. Para transmisiones aumentadoras de velocidad, agregue 0.01  $(N/n)^2$  o 0.01  $(z_2/z_1)^2$  a los factores anteriores.

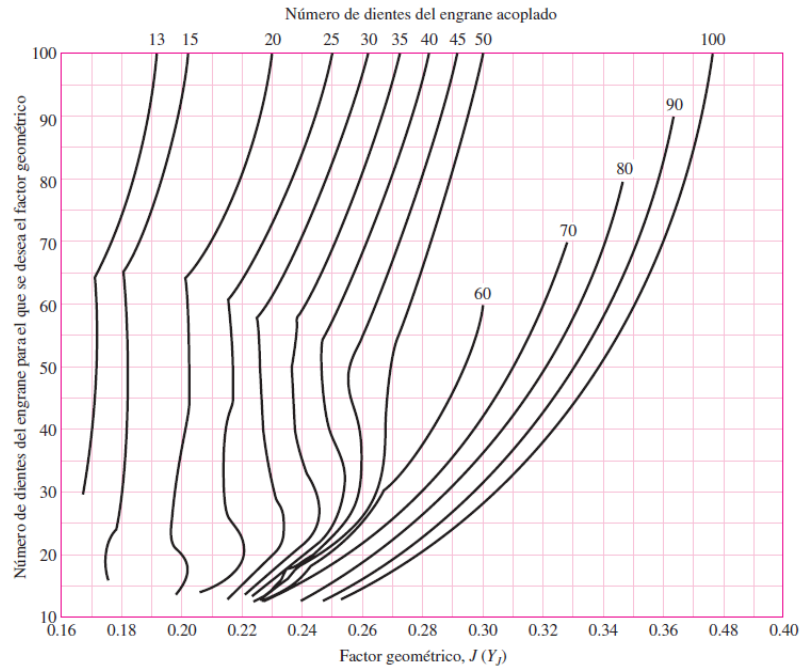
**Factor de tamaño por resistencia a picadura  $C_s$  ( $Z_x$ )**

$$C_s = \begin{cases} 0.5 & F < 0.5 \text{ pulg} \\ 0.125F + 0.4375 & 0.5 \leq F \leq 4.5 \text{ pulg} \\ 1 & F > 4.5 \text{ pulg} \end{cases} \quad \begin{matrix} \\ \text{(Unidades acostumbradas en Estados Unidos)} \\ \end{matrix}$$

$$Z_x = \begin{cases} 0.5 & b < 12.7 \text{ mm} \\ 0.00492b + 0.4375 & 12.7 \leq b \leq 114.3 \text{ mm} \\ 1 & b > 114.3 \text{ mm} \end{cases} \quad \begin{matrix} \\ \text{(Unidades SI)} \\ \end{matrix} \quad (15-9)$$

**Figura 15-7**

Factor de flexión  $J$  ( $Y$ ) de engranes cónicos rectos coniflex con un ángulo normal de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$ . (Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)



**Factor de tamaño por flexión  $K_s$  ( $Y_x$ )**

$$K_s = \begin{cases} 0.4867 + 0.2132/P_d & 0.5 \leq P_d \leq 16 \text{ pulg}^{-1} \\ 0.5 & P_d > 16 \text{ pulg}^{-1} \end{cases} \quad \text{(Unidades acostumbradas en Estados Unidos)} \quad (15-10)$$

$$Y_x = \begin{cases} 0.5 & m_{et} < 1.6 \text{ mm} \\ 0.4867 + 0.008339m_{et} & 1.6 \leq m_{et} \leq 50 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{(Unidades SI)}$$

**Factor de distribución de carga  $K_m$  ( $K_{H\beta}$ )**

$$K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 \quad \text{(Unidades acostumbradas en Estados Unidos)} \quad (15-11)$$

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5.6(10^{-6})b^2 \quad \text{(Unidades SI)}$$

donde

$$K_{mb} = \begin{cases} 1.00 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1.10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1.25 & \text{ningún miembro montado separado} \end{cases}$$

**Factor de coronamiento por picadura  $C_{xc}$  ( $Z_{xc}$ )**

Los dientes de la mayoría de los engranes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su fabricación para dar cabida a la deflexión de los montajes.

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2.0 & \text{o dientes más grandes no coronados} \end{cases} \quad (15-12)$$

**Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión  $K_x (Y_\beta)$**

Para engranes cónicos rectos,

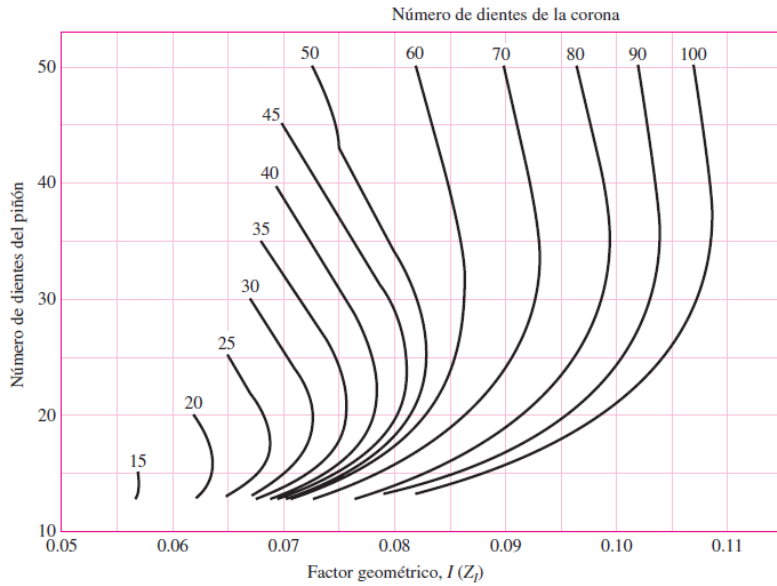
$$K_x = Y_\beta = 1 \tag{15-13}$$

**Factor de geometría de resistencia a la picadura  $I (Z_I)$**

En la figura 15-6 se presenta el factor geométrico  $I (Z_I)$  para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$ . Localice la ordenada de la figura con el número de dientes del piñón, muévase al número del contorno del número de dientes de la corona y lea el factor en la abscisa.

**Figura 15-6**

Factor de contacto geométrico  $I(Z_I)$  de engranes cónicos rectos coniflex con un ángulo normal de presión de  $20^\circ$  y un ángulo de eje de  $90^\circ$ .  
(Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)



**Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura  $C_L (Z_{NT})$**

$$C_L = \begin{cases} 2 & 10^3 \leq N_L < 10^4 \\ 3.4822N_L^{-0.0602} & 10^4 \leq N_L \leq 10^{10} \end{cases} \tag{15-14}$$

$$Z_{NT} = \begin{cases} 2 & 10^3 \leq n_L < 10^4 \\ 3.4822n_L^{-0.0602} & 10^4 \leq n_L \leq 10^{10} \end{cases}$$

Vea la figura 15-8 donde se encuentra una representación gráfica de las ecuaciones (15-14).

### Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión $K_L$ ( $Y_{NT}$ )

$$K_L = \begin{cases} 2.7 & 10^2 \leq N_L < 10^3 \\ 6.1514N_L^{-0.1182} & 10^3 \leq N_L < 3(10^6) \\ 1.6831N_L^{-0.0323} & 3(10^6) \leq N_L \leq 10^{10} \quad \text{general} \\ 1.3558N_L^{-0.0178} & 3(10^6) \leq N_L \leq 10^{10} \quad \text{crítico} \end{cases} \quad (15-15)$$

$$Y_{NT} = \begin{cases} 2.7 & 10^2 \leq n_L < 10^3 \\ 6.1514n_L^{-0.1182} & 10^3 \leq n_L < 3(10^6) \\ 1.6831n_L^{-0.0323} & 3(10^6) \leq n_L \leq 10^{10} \quad \text{general} \\ 1.3558n_L^{-0.0323} & 3(10^6) \leq n_L \leq 10^{10} \quad \text{crítico} \end{cases}$$

Vea la figura 15-9 donde se presenta una gráfica de las ecuaciones (15-15).

### Factor de relación de dureza $C_H$ ( $Z_W$ )

$$C_H = 1 + B_1(N/n - 1) \quad B_1 = 0.00898(H_{BP}/H_{BG}) - 0.00829 \quad (15-16)$$

$$Z_W = 1 + B_1(z_1/z_2 - 1) \quad B_1 = 0.00898(H_{B1}/H_{B2}) - 0.00829$$

Las ecuaciones anteriores son válidas cuando  $1.2 \leq H_{BP}/H_{BG} \leq 1.7$  ( $1.2 \leq H_{B1}/H_{B2} \leq 1.7$ ). En la figura 15-10 se exhiben de manera gráfica las ecuaciones (15-16). Cuando un piñón con superficie endurecida (48 HRC o mayor) opera con una corona completamente endurecida ( $180 \leq H_B \leq 400$ ) se presenta un efecto de endurecimiento por trabajo. El factor  $C_H$  ( $Z_W$ ) varía con la rugosidad superficial del piñón  $f_p$  ( $R_{a1}$ ) y la dureza del engrane acoplado:

$$C_H = 1 + B_2(450 - H_{BG}) \quad B_2 = 0.00075 \exp(-0.0122 f_p) \quad (15-17)$$

$$Z_W = 1 + B_2(450 - H_{B2}) \quad B_2 = 0.00075 \exp(-0.52 f_p)$$

donde  $f_p(R_{a1})$  = rugosidad superficial del piñón,  $\mu\text{pulg}$  ( $\mu\text{m}$ )

$H_{BG}(H_{B2})$  = dureza Brinell mínima

Vea la figura 15-11 de pares de engranes de acero carburizado de rugosidad aproximadamente igual  $C_H = Z_W = 1$ .

### Factor de temperatura $K_T$ ( $K_\theta$ )

$$K_T = \begin{cases} 1 & 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F} \\ (460 + t)/710 & t > 250^\circ\text{F} \end{cases} \quad (15-18)$$

$$K_\theta = \begin{cases} 1 & 0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 120^\circ\text{C} \\ (273 + \theta)/393 & \theta > 120^\circ\text{C} \end{cases}$$

**Tabla 15-3**

Factores de confiabilidad.

Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.

| Requerimientos de aplicación | Factores de confiabilidad del acero* |                     |
|------------------------------|--------------------------------------|---------------------|
|                              | $C_R (Z_Z)$                          | $K_R (Y_Z)^\dagger$ |
| Menos de una falla en 10 000 | 1.22                                 | 1.50                |
| Menos de una falla en 1 000  | 1.12                                 | 1.25                |
| Menos de una falla en 100    | 1.00                                 | 1.00                |
| Menos de una falla en 10     | 0.92                                 | 0.85 <sup>‡</sup>   |
| Menos de una falla en 2      | 0.84                                 | 0.70 <sup>§</sup>   |

\*En la actualidad hay datos insuficientes respecto de la confiabilidad de los engranes cónicos hechos con otros materiales.

†El rompimiento del diente algunas veces se considera como un riesgo mayor que las picaduras. En tales casos se selecciona un valor mayor de  $K_R (Y_Z)$  para la flexión.

‡Para este valor podría ocurrir el flujo plástico en lugar de la picadura.

§De los datos de prueba de extrapolación.

**Tabla 15-4**Número de esfuerzo de contacto permisible de los engranes de acero,  $s_{ac} (\sigma_{H \text{ lim}})$ . Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.

| Designación del material | Tratamiento térmico                               | Dureza superficial* mínima | Número de esfuerzo por contacto permisible, $s_{ac} (\sigma_{H \text{ lim}})$ lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> ) |                      |                      |
|--------------------------|---|----------------------------|--|----------------------|----------------------|
|                          |   |                            | Grado 1 <sup>†</sup>   | Grado 2 <sup>†</sup> | Grado 3 <sup>†</sup> |
| Acero                    | Endurecido completamente <sup>‡</sup>             | Figura 15-12               | Figura 15-12   | Figura 15-12         |                      |
|                          | Endurecido por flama o inducción <sup>§</sup>     | 50 HRC                     | 175 000<br>(1 210)   | 190 000<br>(1 310)   |                      |
|                          | Carburizado y endurecido superficial <sup>§</sup> | Tabla 8<br>2003-B97        | 200 000<br>(1 380)   | 225 000<br>(1 550)   | 250 000<br>(1 720)   |
| AISI 4140                | Nitrurado <sup>§</sup>                            | 84.5 HR15N                 |  | 145 000<br>(1 000)   |                      |
| Nitralloy 135M           | Nitrurado <sup>§</sup>                            | 90.0 HR15N                 |  | 160 000<br>(1 100)   |                      |

\*La dureza debe ser equivalente a la profundidad media del diente en el centro del ancho de cara.

†Vea la norma ANSI/AGMA 2003-B97, tabla 8 a la 11, de factores metalúrgicos en cada grado de esfuerzo de los engranes de acero.

‡Estos materiales se deben recocer o normalizar como mínimo.

§Los números de esfuerzo permisible indicados se utilizan con las profundidades de la superficie prescritas en 21.2, ANSI/AGMA 2003-B97.

**Tabla 15-4**

Número de esfuerzo de contacto permisible de los engranes de acero,  $s_{ac}$  ( $\sigma_{H\text{ lfm}}$ ). Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.

| Designación del material | Tratamiento térmico                   | Dureza superficial* mínima | Número de esfuerzo por contacto permisible, $s_{ac}$ ( $\sigma_{H\text{ lfm}}$ ) lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> ) |                 |                 |
|--------------------------|---------------------------------------|----------------------------|---|-----------------|-----------------|
|                          |                                       |                            | Grado 1†  | Grado 2‡        | Grado 3‡        |
| Acero                    | Endurecido completamente†             | Figura 15-12               | Figura 15-12  | Figura 15-12    |                 |
|                          | Endurecido por flama o inducción§     | 50 HRC                     | 175 000 (1 210)   | 190 000 (1 310) |                 |
|                          | Carburizado y endurecido superficial§ | Tabla 8 2003-B97           | 200 000 (1 380)   | 225 000 (1 550) | 250 000 (1 720) |
| AlSi 4140                | Nitrurado§                            | 84.5 HR15N                 |   | 145 000 (1 000) |                 |
| Nitralloy 135M           | Nitrurado§                            | 90.0 HR15N                 |   | 160 000 (1 100) |                 |

\*La dureza debe ser equivalente a la profundidad media del diente en el centro del ancho de cara.

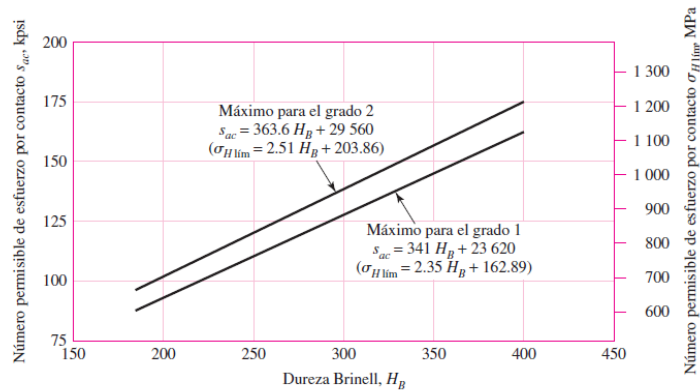
†Vea la norma ANSI/AGMA 2003-B97, tabla 8 a la 11, de factores metalúrgicos en cada grado de esfuerzo de los engranes de acero.

‡Estos materiales se deben recocer o normalizar como mínimo.

§Los números de esfuerzo permisible indicados se utilizan con las profundidades de la superficie prescritas en 21.2, ANSI/AGMA 2003-B97.

**Figura 15-12**

Número permisible de esfuerzo por contacto de engranes de acero con endurecimiento completo  $s_{ac}$  ( $\sigma_{H\text{ lfm}}$ ). (Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)



Las ecuaciones son

$$\begin{aligned}
 s_{ac} &= 341 H_B + 23\,620 \text{ psi} && \text{grado 1} \\
 \sigma_{H\text{ lfm}} &= 2.35 H_B + 162.89 \text{ MPa} && \text{grado 1} \\
 s_{ac} &= 363.6 H_B + 29\,560 \text{ psi} && \text{grado 2} \\
 \sigma_{H\text{ lfm}} &= 2.51 H_B + 203.86 \text{ MPa} && \text{grado 2}
 \end{aligned}$$

(15-22)

**Tabla 15-6**

Número de esfuerzo por flexión permisible de los engranes de acero,  $s_{at}$  ( $\sigma_{F \text{ lim}}$ ) Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.

| Designación del material | Tratamiento térmico                               | Dureza superficial mínima | Número de esfuerzo por flexión (permisible), $s_{at}$ ( $\sigma_{F \text{ lim}}$ ) lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> ) |              |              |
|--------------------------|---|---------------------------|---|--------------|--------------|
|                          |   |                           | Grado 1*  | Grado 2*     | Grado 3*     |
| Acero                    | Endurecido completamente                          | Figura 15-13              | Figura 15-13  | Figura 15-13 |              |
|                          | Endurecido por flama o inducción                  |                           |   |              |              |
|                          | Raíces no endurecidas                             | 50 HRC                    | 15 000 (85)   | 13 500 (95)  |              |
|                          | Raíces endurecidas                                |                           | 22 500 (154)  |              |              |
|                          | Carburizado y endurecido superficial <sup>†</sup> | Tabla 8 2003-B97          | 30 000 (205)  | 35 000 (240) | 40 000 (275) |
| AISI 4140                | Nitrurado <sup>†,‡</sup>                          | 84.5 HR15N                |   | 22 000 (150) |              |
| Nitralloy 135M           | Nitrurado <sup>†,‡</sup>                          | 90.0 HR15N                |   | 24 000 (165) |              |

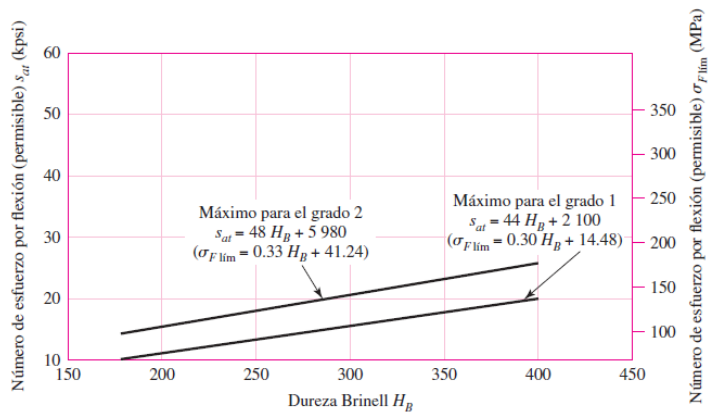
\*Vea la norma ANSI/AGMA 2003-B97, tabla 8 a la 11, de los factores metalúrgicos en cada grado de esfuerzo de los engranes de acero.

<sup>†</sup>Los números de esfuerzo permisible que se indican se utilizan con las profundidades de la superficie prescritas en 21.2, ANSI/AGMA 2003-B97.

<sup>‡</sup>La capacidad de carga de los engranes nitrurados es baja. Como la forma de la curva S-N efectiva es plana, se necesita investigar la sensibilidad al impacto antes de proceder con el diseño.

**Figura 15-13**

Número permisible de esfuerzo por flexión de engranes de acero con endurecimiento completo  $s_{at}$  ( $\sigma_{F \text{ lim}}$ ). (Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)



# Anexo C Selección del motorreductor

Por medio del catalogo de sumitomo technologies se establece la selección de la siguiente manera de acuerdo a nuestras especificaciones:

### How to select a Gearmotor

**Step 1: Collect data about your application**  
Before starting you need to know the:

- Application (e.g. Conveyor, Mixer, etc.)
- Hours of Operation per day
- Motor Horsepower (HP) and Speed (RPM)
- Desired Output Speed
- Mounting Position and Style
- Overshang or Thrust Loads
- Shaft Dimensions, Inch or metric
- Electrical Specifications
- Ambient Conditions

**Step 2: Select a Frame Size**  
2A: Find the Load Classification of your application in the AGMA Load Classification Tables on pages 2.4 and 2.5.  
2B: Go to the Gearmotor Selection Table (starts on page 2.9) that corresponds to the desired Motor HP. Find the Output Speed closest to the desired output speed.  
2C: Locate the Service Class in the Gearmotor Selection Table for your application and select the HP Symbol and Frame Size SELECTION that matches the HP, Output Speed, and Service Class.

**Step 3: Select a Housing Style and Mounting Position**  
Select a housing style and mounting position from chart on page 1.8

**Step 4: Verify Dimensions**  
Use the Dimensions information on page 2.102 thru 2.191 to verify that the selected Frame Size is appropriate.

**Step 5: Choose Options and Modifications**  
The following options may apply:

- Specify Voltage (Consult factory when application requires 575 Volt or CSA unit; dimensions may be different than those specified in Section 4).
- Inverter Duty
- Special Environments
- Special Point

For available options, please visit our Configurator at [www.sumitomodrives.com/configurator](http://www.sumitomodrives.com/configurator)  
Note: If desired lubrication deviates from standard, please consult factory for new power ratings. Standard Lubrication can be found in Section 4 Technical Information.

**Step 6: Configure a Model Number**  
Go to page 2.6 to configure a model number.  
Note: You will use the information you gather from the procedure on this page to Configure a Model Number.

**How to Select**

**Select a Frame Size**

- Housing Style & Mounting Position
- Motor HP
- Output Speed
- Service Class
- SELECTION Frame Size and HP

**Selection Tables**

For special circumstances in selecting a Frame Size such as:

- Overshang Load
- Thrust Loads
- Ball Loads
- Shock Loading

Consult Technical Information, see section 4

If Overshang Load is present, any Overshang Load must be checked against the capacity of the selection.

Sumitomo Drive Technologies Cycle® 6000

### Step 2A - AGMA Load Classifications: Gearmotors

Select Service Factor by Method A or B or C:

#### Method A - Gearmotor Classification by LOAD

| DURATION OF SERVICE          | GEARMOTOR CLASS |                     |                  |
|------------------------------|-----------------|---------------------|------------------|
|                              | UNIFORM LOAD    | MODERATE SHOCK LOAD | HEAVY SHOCK LOAD |
| Intermittent 3 hours per day | Class I         | Class II            | Class III        |
| Up to 10 hours per day       | Class I         | Class II            | Class III        |
| 24 hours per day             | Class II        | Class III           | Class III        |

Class I - Steady loads not exceeding normal motor rating, 8 to 10 hours a day. Moderate shock loads where service is intermittent (AGMA Service Factor: 1.0).  
Class II - Steady loads not exceeding normal motor rating and 24 hours a day service. Moderate shock loads for 8 hours a day (AGMA Service Factor: 1.6).  
Class III - Moderate shock loads for 24 hours a day or heavy shock loads for 8 hours a day (AGMA Service Factor: 2.0).  
NOTE: Selections without an AGMA Class designation are torque based selections generally used for intermittent service.

#### Method B - Recommended Service Factors for Frequent Start-Stop Applications for EP Motors

For frequent start-stop applications with motor operated across the line, use the table below to determine the recommended service factor, and check the Motor Thermal Rating (Table 4.30) in Section 4. For determination of moment of inertia, see page 4.30.

| Number of start-stops (Times/hour) | ~10 hours/day |     |      | ~24 hours/day |      |      |
|------------------------------------|---------------|-----|------|---------------|------|------|
|                                    | I             | II  | III  | I             | II   | III  |
| 1                                  | 1             | 1.1 | 1.35 | 1.2           | 1.25 | 1.5  |
| -3                                 | 1             | 1.2 | 1.45 | 1.2           | 1.25 | 1.55 |
| -10                                | 1             | 1.3 | 1.5  | 1.2           | 1.45 | 1.65 |
| -60                                | 1             | 1.4 | 1.6  | 1.2           | 1.65 | 1.8  |

Inertia (Moment of Inertia WPI) Ratio =  $\frac{\text{Total Moment of Inertia (WPI) as seen from motor shaft}}{\text{Moment of Inertia (WPI) of motor}}$

I = Allowable inertia (WPI) Ratio: inertia Ratio < 0.3  
II = Allowable inertia (WPI) Ratio: 0.3 < inertia Ratio < 3.0  
III = Allowable inertia (WPI) Ratio: 3.0 < inertia Ratio < 10.0

Note: 1. The number of start-stops includes brake or clutch operation times.  
2. Consult us when starting under loaded conditions such as torque or axial load.  
3. Consult us when start-stop frequency or Moment of Inertia Ratio exceeds that shown above.

### Method Continued - Load Classification by APPLICATION

| Application          | Class I     |             | Class II    |             | Class III   |             |
|----------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|                      | Up to 10 HP | Up to 15 HP | Up to 15 HP | Up to 24 HP | Up to 15 HP | Up to 24 HP |
| Appliances           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Automotive           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Blowers              | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Conveyors            | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Compressors          | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Drum Drums           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Excavators           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Food Industry        | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Generators           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Grinders             | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Hoists               | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Industrial Machinery | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Material Mills       | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Medical              | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Mixers               | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Oil Industry         | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Painting             | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Pumps                | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Printing             | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Refrigeration        | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Rock Drills          | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Shredders            | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Textile Industry     | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Trucks               | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Welding              | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |
| Winches              | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           | 0           |

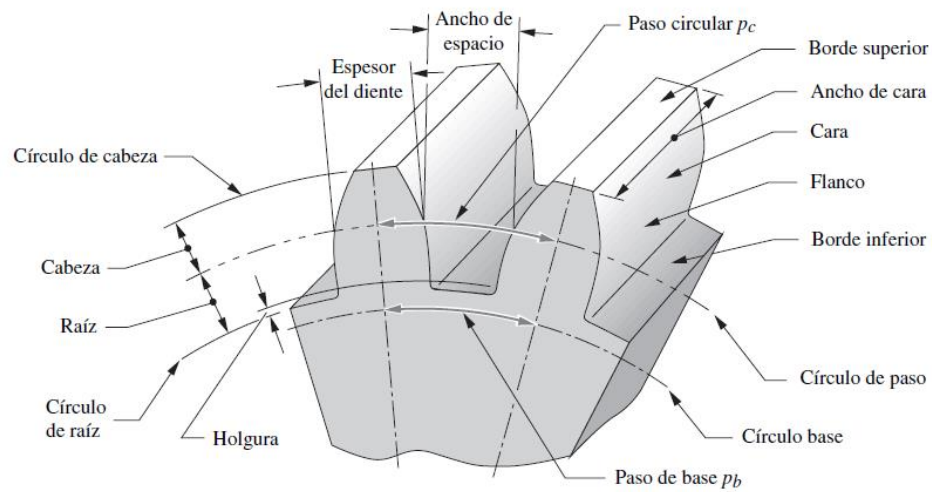
Sumitomo Drive Technologies Cycle® 6000



## Anexo D Tablas guía del libro diseño de máquinas de Norton

**TABLA 9-1 Especificaciones de diente de engrane de profundidad total AGMA**

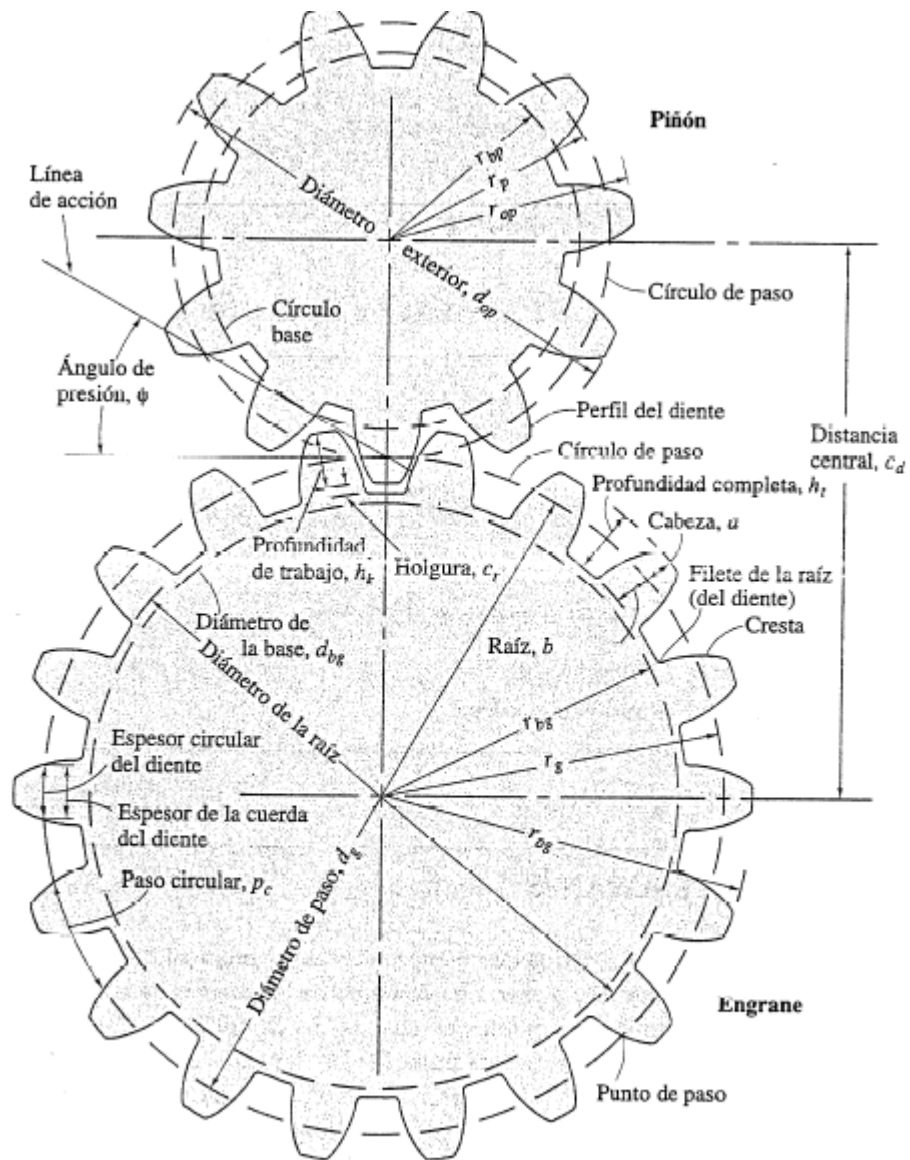
| Parámetro                                   | Paso grueso ( $p_d < 20$ ) | Paso fino ( $p_d \geq 20$ ) |
|---|----------------------------|-----------------------------|
| Ángulo de presión $\phi$                    | 20° o 25°                  | 20°                         |
| Cabeza $a$                                  | $1.000/p_d$                | $1.000/p_d$                 |
| Raíz $b$                                    | $1.250/p_d$                | $1.250/p_d$                 |
| Profundidad de trabajo                      | $2.000/p_d$                | $2.000/p_d$                 |
| Profundidad total                           | $2.250/p_d$                | $2.200/p_d + 0.002$ pulg    |
| Espesor de diente circular                  | $1.571/p_d$                | $1.571/p_d$                 |
| Radio de filete o chafán: cremallera básica | $0.300/p_d$                | No estandarizado            |
| Holgura básica mínima                       | $0.250/p_d$                | $0.200/p_d + 0.002$ pulg    |
| Ancho mínimo de cara superior               | $0.250/p_d$                | No estandarizado            |
| Holgura (dientes esmerilados o pulidos)     | $0.350/p_d$                | $0.350/p_d + 0.002$ pulg    |



**FIGURA 9-9**

Nomenclatura de diente de engrane

Anexo E Características y materiales para engranajes del libro elementos de máquinas de Hamrock



**Figura 14.5** Geometría básica de engranes rectos.

### 14.3.2 CABEZA, RAÍZ Y HOLGURA

En la tabla 14.2 se muestran los valores de la cabeza, raíz y holgura para un engrane recto con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y una involuta de profundidad completa. Se dan las formulaciones tanto para el paso basto como para el fino. Note en la tabla 14.2 que es cierto lo siguiente:

$$c = b - a \quad (14.10)$$

Una vez que se conocen las dimensiones de la cabeza, la raíz y la holgura, se pueden obtener otros parámetros. Algunos de éstos son

$$\text{Diámetro exterior:} \quad d_o = d + 2a \quad (14.11)$$

$$\text{Diámetro de la raíz:} \quad d_r = d - 2b \quad (14.12)$$

$$\text{Profundidad total:} \quad h_t = a + b \quad (14.13)$$

$$\text{Profundidad de trabajo:} \quad h_k = a + a = 2a \quad (14.14)$$

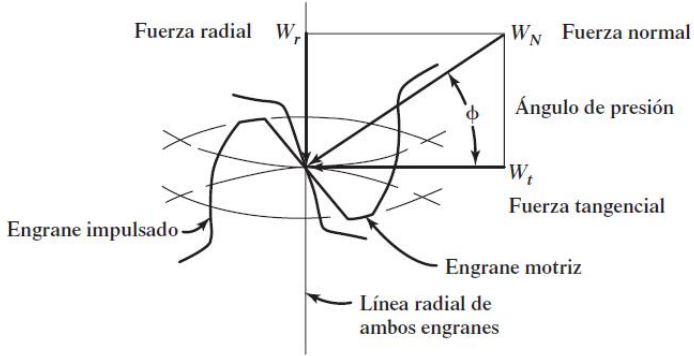
### Materiales de acero para engranes

**Aceros endurecidos totalmente.** Los engranes de los impulsores de máquinas herramientas, y de muchos tipos de reductores de velocidad, de servicio medio a pesado, se fabrican normalmente con aceros al medio carbón. Entre una gran variedad de aceros al carbón y aleados, están:

|           |           |           |           |
|-----------|-----------|-----------|-----------|
| AISI 1020 | AISI 1040 | AISI 1050 | AISI 3140 |
| AISI 4140 | AISI 4340 | AISI 4620 | AISI 5120 |
| AISI 6150 | AISI 8620 | AISI 8650 | AISI 9310 |

## Anexo F Tablas para el diseño de ejes del libro de diseño de elementos de máquinas de mott

**FIGURA 12-3**  
Fuerzas sobre los dientes de un engrane impulsado

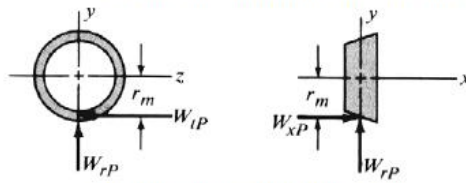
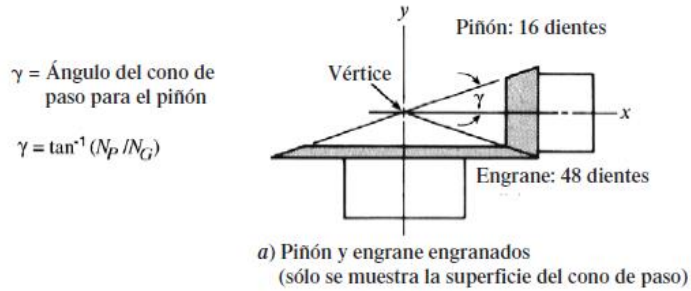


$$T = 63\,000 P/n$$

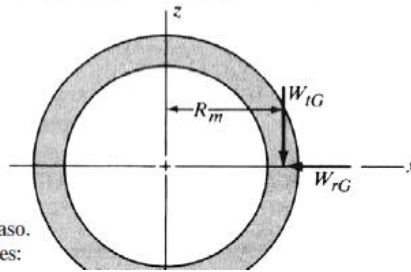
Entonces, por ejemplo con el piñón, la carga transmitida es

$$W_{iP} = T/r_m \quad (10-9)$$

donde  $r_m$  = radio promedio del piñón



b) Diagrama de cuerpo libre: piñón



Notas: El área sombreada es la superficie del cono de paso.  
Al considerar magnitudes:

El valor de  $r_m$  se puede calcular con

$$r_m = d/2 - (F/2)\text{sen } \gamma \quad (10-10)$$

Recuerde que el diámetro de paso,  $d$ , se mide desde la línea de paso del engrane en su lado grande. El ángulo  $\gamma$  es el ángulo del cono de paso para el piñón, como se ve en la figura 10-8(a). La carga radial actúa hacia el centro del piñón, perpendicular a su eje, y causa flexión en el eje del piñón. Entonces

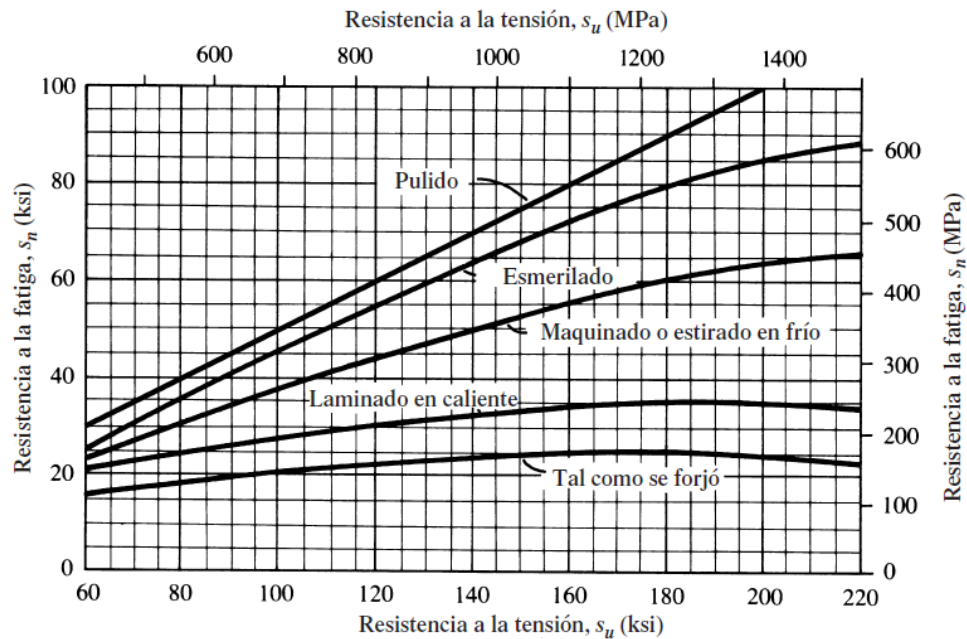
$$W_{rP} = W_t \tan \phi \cos \gamma \quad (10-11)$$

El ángulo  $\phi$  es el ángulo de presión para los dientes.

La carga axial actúa paralela al eje del piñón y tiende a separarlo de su engrane acoplado. Esto causa una carga de empuje sobre los cojinetes del eje. También produce un momento flexionante en el eje, porque actúa a la distancia igual al radio medio del engrane, respecto del eje. Así,

$$W_{xP} = W_t \tan \phi \text{sen } \gamma \quad (10-12)$$

Los valores de las fuerzas sobre el engrane se pueden calcular con las mismas ecuaciones presentadas aquí para el piñón, si se sustituye la geometría del piñón por la del engrane. Vea la figura 10-8, con las relaciones entre las fuerzas sobre el piñón y el engrane, tanto en magnitud como en dirección.



**FIGURA 5-8** Resistencia a la fatiga  $s_n$  en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie

**TABLA 5-1**  
Factores de confiabilidad  
aproximados  $C_R$

---

| Confiabilidad deseada $C_R$ |      |
|-----------------------------|------|
| 0.50                        | 1.0  |
| 0.90                        | 0.90 |
| 0.99                        | 0.81 |
| 0.999                       | 0.75 |

---

## **Anexo G Planos de la máquina**

“El anexo adjunto puede visualizarlo en base de datos de la biblioteca  
UIS”