

**Universidad Nacional de Ingeniería**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**



TESIS

**Rediseño de una Prensa de Pulpa de Pescado de Doble Tornillo  
para Incrementar su Capacidad Original de 40 a 50 tm/h**

Para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico.

Elaborado por

Pablo Ismael Lujan Prado

 [0000-0002-0640-225X](https://orcid.org/0000-0002-0640-225X)

Asesor

M.Sc. Winston Napoleón Aceijas Pajares

 [0009-0004-7137-6643](https://orcid.org/0009-0004-7137-6643)

LIMA – PERÚ

2024

---

Citar/How to cite	Lujan Prado [1]
Referencia/Reference	[1] P. Lujan Prado, " <i>Rediseño de una Prensa de Pulpa de Pescado de Doble Tomillo para Incrementar su Capacidad Original de 40 a 50 tm/h</i> " [Tesis]. Lima (Perú): Universidad Nacional de Ingeniería, 2024.
Estilo/Style: IEEE (2020)	

---



---

Citar/How to cite	(Lujan, 2024)
Referencia/Reference	Lujan, P. (2024). <i>Rediseño de una Prensa de Pulpa de Pescado de Doble Tomillo para Incrementar su Capacidad Original de 40 a 50 tm/h</i> . [Tesis, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio institucional Cybertesis UNI.
Estilo/Style: APA (7ma ed.)	

---

## ***Dedicatoria***

Dedico este trabajo a mi familia por su eterna paciencia y  
apoyo incondicional.

## Resumen

Este trabajo tiene como objetivo esencial el rediseño de una prensa de pulpa de pescado de doble tornillo helicoidal existente para aumentar su capacidad de 40 tm/h a 50 tm/h.

Los indicadores a considerar en relación al rediseño son: Capacidad de la prensa, humedad de pasta de pescado en la entrada y salida de la prensa, volumen y densidad de la pasta a través de la prensa, presión interna, coeficiente de rozamiento, ratio de velocidad del reductor de potencia y potencia del motor eléctrico.

Para lograr el objetivo nos centraremos en el mejoramiento del diseño de los tornillos helicoidales. Por último, se realiza el análisis de costos de fabricación de la prensa, compararlos con equipos similares fabricados en el extranjero y ver si es más rentable fabricarlos en el Perú.

En el cálculo y diseño de esta prensa se utilizan herramientas en CAD programas como son Autodesk Inventor, Solidworks y herramientas de cálculo computacional, como es SCILAB para la realización de diseños, planos, análisis de esfuerzos, análisis de dilatación térmica. Con el rediseño y los cálculos se comprobará el aumento de capacidad y el mejoramiento de la prensa de pescado a 50 tm/h.

**Palabras claves:** Prensa de pulpa de pescado, tornillo helicoidal, pasta de pescado, potencia. .

## Abstract

This work has as objective the redesign of an existing double helical screw fish pulp press to increase its capacity from 40 tm/h to 50 tm/h.

The indicators to be considered in relation to the redesign are: Press capacity in tm/hr, fish paste moisture at the entrance and exit of the press, volume and density of the paste through the press, internal pressure, coefficient of friction, speed ratio of the power reducer and electric motor power.

To achieve the objective we will focus on improving the design of helical screws. Finally the manufacturing cost analysis of the press is carried out, costs to be compared them with foreign equipment and see if it is more profitable its manufacturing in Peru.

In the calculation and design of this press, CAD tools are used, programs such as Autodesk Inventor, Solidworks and computational calculation tools such as SCILAB to carry out designs, planes, stress análisis and thermal expansion analysis. With the redesign and calculations, the increase in capacity and the improvement of the fish press to 50 tm/h will be verified.

**Keywords:** Fish press, worm screw, fish paste, power.

## Tabla de Contenido

	Pág.
Resumen .....	iv
Abstract .....	v
Tabla de Contenido .....	vi
Lista de Tablas .....	x
Lista de Figuras .....	xii
Capítulo I. Parte introductoria del trabajo .....	1
1.1. Generalidades .....	1
1.2. Descripción del Problema de Investigación.....	1
1.3. Objetivo del Estudio .....	1
1.3.1.  Objetivo General .....	1
1.3.2.  Objetivos Específicos .....	2
1.4. Antecedentes Investigativos .....	2
Capítulo II. Marco teórico y conceptual .....	4
2.1. Marco Teórico.....	4
2.1.1.  Materia prima de la elaboración de harina de pescado .....	4
2.1.2.  Definición sobre la extracción de pescado y elaboración de la harina de pescado.....	5
2.2. Marco Conceptual.....	7
2.2.1.  Definición y tipos de máquinas prensadoras .....	7
2.2.2.  Esfuerzos y deformación.....	9
2.2.3.  Flexión .....	14

2.2.4.	Dilatación térmica.....	16
2.2.5.	Flujo de masa en la prensa de pescado .....	18
2.2.6.	Volumen y densidad de la pasta de pescado en la prensa .....	22
2.2.7.	Análisis de hélice del tornillo helicoidal.....	24
2.2.8.	Variación de volumen en tornillo helicoidal.....	26
2.2.9.	Volumen de hélice y volumen de la pasta de pescado .....	34
2.2.10.	Mecánica de fluidos en la prensa .....	38
2.2.11.	Cálculo de diseño de agujeros de mallas y portamallas en prensa .....	42
2.2.12.	Cálculo de potencia de zona de prensado.....	46
2.2.13.	Elementos de máquinas en la transmisión de potencia .....	52
2.2.13.1.	Teoría de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales .....	52
2.2.13.2.	Teoría de poleas .....	57
2.2.14.	Ejes en la transmisión de potencia .....	59
Capítulo III. Desarrollo del trabajo de investigación .....		61
3.1.	Descripción de las partes de la prensa de pescado .....	61
3.1.1.	Descripción de los tornillos helicoidales .....	62
3.1.2.	Descripción del bastidor .....	66
3.1.3.	Descripción de la tolva .....	67
3.1.4.	Descripción de sistema de transmisión .....	68
3.1.5.	Descripción de cubierta de prensa .....	69
3.1.6.	Descripción de los cilindros de prensado o jaulas de prensa .....	70
3.1.7.	Descripción de planchas agujereadas.....	71
3.2.	Cálculo y diseño de elementos principales.....	75

3.2.1.	Cálculo de densidades a través de la prensa .....	75
3.2.2.	Diseño de los tornillos helicoidales en prensa existente .....	77
3.2.3.	Cálculo de capacidad de los tornillos helicoidales en prensa existente.....	82
3.2.4.	Cálculo de diseño en zona de prensado para prensa existente.....	83
3.2.5.	Rediseño de los tornillos helicoidales para prensa de pescado .....	87
3.2.6.	Cálculo de diseño en zona de prensado para prensa rediseñada .....	90
3.2.7.	Análisis de humedad vs porcentaje de llenado .....	93
3.2.8.	Cálculo de potencia para la zona de prensado.....	97
3.2.9.	Análisis de esfuerzos del tornillo helicoidal.....	103
3.2.10.	Cálculo de dilatación térmica en tornillo helicoidal.....	114
3.2.11.	Cálculo en sistema de transmisión de potencia en el reductor .....	115
3.3.	Programación en SCILAB para cálculos de diseño .....	132
3.3.1.	Descripción del programa .....	132
3.3.2.	Programación en SCILAB .....	133
3.4.	Costos de fabricación .....	135
Capítulo IV. Análisis y discusión de resultados .....		136
4.1.	Análisis de la capacidad de la prensa rediseñada.....	136
4.2.	Análisis de presión interna de la prensa de pescado .....	136
4.3.	Análisis de humedad en la prensa de pescado .....	138
4.4.	Análisis de tornillo helicoidal en prensa rediseñada .....	139
4.5.	Análisis de potencia de la prensa de pescado .....	141
4.6.	Análisis de costos de fabricación .....	142

Conclusiones .....	144
Recomendaciones .....	147
Referencias bibliográficas .....	148
Anexos .....	152

## Lista de Tablas

Pág.

Tabla 1: Propiedades mecánicas de metales.....	13
Tabla 2: Coeficiente de dilatación térmica lineal de distintos materiales .....	17
Tabla 3: Mediciones de los diámetros de los agujeros en mallas y portamallas de la tapa superior del cilindro de prensado .....	74
Tabla 4: Mediciones de los diámetros de los agujeros en mallas y portamallas de la tapa inferior del cilindro de prensado .....	74
Tabla 5: Puntos tomados para el análisis el eje interno del tornillo izquierdo .....	78
Tabla 6: Puntos tomados para el análisis del cilindro de prensado .....	80
Tabla 7: Resultados de cálculo de volumen y masa de la pasta prensada en prensa existente .....	84
Tabla 8: Resultados de cálculo de humedad, densidad de salida de la pasta prensada y presión interna en prensa existente .....	85
Tabla 9: Resultados de cálculo presión interna; número agujeros en mallas; portamallas; distancia entre agujeros (Parte 1) .....	86
Tabla 10: Resultados de cálculo presión interna; número agujeros en mallas; portamallas; distancia entre agujeros (Parte 2) .....	87
Tabla 11: Nuevas longitudes de pasos para prensa rediseñada .....	88
Tabla 12: Resultados de cálculo de volumen y masa de la pasta prensada en prensa rediseñada .....	90
Tabla 13: Resultados de cálculo de humedad, densidad de salida de la pasta prensada y presión interna en prensa rediseñada .....	91

Tabla 14: Resultados de cálculo número agujeros en mallas y portamallas; distancia entre agujeros en prensa rediseñada (Parte 1) .....	92
Tabla 15: Resultados de cálculo número agujeros en mallas y portamallas; distancia entre agujeros en prensa rediseñada (Parte 2) .....	93
Tabla 16: Resultados de cálculo de reacciones y momentos sobre apoyos.....	110
Tabla 17: Resultados de esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad de tornillo helicoidal.....	110
Tabla 18: Datos de sistema de engranaje (parte1).....	121
Tabla 19: Datos de sistema de engranaje (parte2).....	129
Tabla 20: Cálculo fuerzas en sistema de engranaje.....	129
Tabla 21: Momentos flectores y resultantes sobre ejes.....	129
Tabla 22: Datos de sistema de engranaje en ejes Ej1 y Ej2.....	131
Tabla 23: Momentos flectores y resultantes sobre ejes Ej1 y Ej2.....	131
Tabla 24: Diámetros de ejes sobre los engranajes .....	132

## Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1: Anchoqueta como materia prima.....	4
Figura 2: Flujograma de proceso .....	6
Figura 3: Vista de prensa o extrusor de plástico con un solo tornillo o husillo .....	7
Figura 4: Vista en sección de prensa de doble tornillo con giros opuestos.....	8
Figura 5: Zonas de presión en un tornillo helicoidal .....	9
Figura 6: Diagrama de Esfuerzo Normal.....	10
Figura 7: Vista de deformación bajo carga axial.....	11
Figura 8: Diagrama de Esfuerzo vs deformación .....	12
Figura 9: Diagrama de fuerzas sobre viga de perfil constante.....	14
Figura 10: Esfuerzos en el área transversal de la viga.....	16
Figura 11: Dilatación lineal.....	17
Figura 12: Dilatación volumétrica.....	18
Figura 13: Esquema de flujo de masa en prensa.....	19
Figura 14: Flujos de masa de entrada y salida de la prensa .....	20
Figura 15: Esquema de volumen compuesto de la pasta de pescado.....	23
Figura 16: Esquema de velocidad en hélice helicoidal.....	25
Figura 17: Esquema del movimiento helicoidal de una partícula.....	26
Figura 18: Esquema de secciones de volúmenes de la prensa de pescado .....	27
Figura 19: VOLUMEN 1 de zona recta.....	28
Figura 20: Área transversal de sección recta .....	29
Figura 21: VOLUMEN 2 de zona cónica de eje y cilindro.....	31
Figura 22: Gradiente de volumen.....	32
Figura 23: Esquema de suma de gradientes.....	33
Figura 24: Diagrama de engranaje helicoidal con vista de corte .....	35
Figura 25: Diagrama para cálculo de radio medio .....	35
Figura 26: Anillo de corte sobre plancha para generar la hélice.....	37

Figura 27: Diagrama de flujo a través de los pasos del tornillo helicoidal.....	38
Figura 28: Sección transversal de cavidad de pasos .....	40
Figura 29: Área de malla de sección cónica.....	43
Figura 30: Diseño de agujeros en mallas y portamallas .....	46
Figura 31: Fuerza de rozamiento sobre el eje interno y cilindro de prensado en movimiento longitudinal o traslación .....	48
Figura 32: Fuerza de rozamiento sobre el eje interno y cilindro de prensado en movimiento rotación.....	49
Figura 33: Fuerza de rozamiento sobre hélice en movimiento de rotación.....	51
Figura 34: Diagrama de engranaje helicoidal con vista de corte .....	52
Figura 35: Diagramas de carga axial y tangencial en engranajes helicoidales .....	54
Figura 36: Diagramas de poleas y fajas.....	58
Figura 37: Vista de prensa de doble tornillo helicoidal o husillo (Haarslev Industries).....	62
Figura 38: Entrada de pasta de pescado en la zona de alimentación de la prensa .....	63
Figura 39: Vista de tonillos helicoidales en paralelo.....	64
Figura 40: Rotura por torsión de eje de tornillo helicoidal (Izquierda), Vista de salida de la pasta (Derecha).....	65
Figura 41: Vista del bastidor con cargas de los costillares y las placas agujereadas (Izquierda), Vista de chumaceras (Derecha).....	66
Figura 42: Vista de una tolva para entrada de pasta de pescado hacia la prensa (Izquierda), Placas magnéticas para la tolva (Derecha).....	67
Figura 43: Vista de caja de engranajes de la transmisión .....	68
Figura 44: Vista de cubierta.....	69
Figura 45: Vista de costillares de presión del cilindro (Izquierda); Vista de horquillas basculantes de los costillares (Derecha).....	70
Figura 46: Portamalla gruesa de prensa de pescado .....	72
Figura 47: Avería de desgaste de mallas delgadas en prensa de pescado.....	73
Figura 48: Vista desde caja reductora para la toma de datos.....	73

Figura 49: Composición de la harina de pescado obtenida en el proceso.....75

Figura 50: Dimensiones del radio del eje interno vs largo del eje interno .....79

Figura 51: Dimensiones del radio del cilindro de prensado vs largo del cilindro de prensado  
.....81

Figura 52: Diseño de eje interno y cilindro en prensa existente .....81

Figura 53: Vista de zona de alimentación de tornillo existente .....82

Figura 54: Diseño de eje interno y cilindro en prensa rediseñada .....88

Figura 55: Vista de zona de alimentación de tornillo rediseñado.....89

Figura 56: Cálculo de humedad a través de los pasos a 40.78% de llenado.....95

Figura 57: %Humedad vs %Llenado a 4RPM .....96

Figura 58: %Llenado vs Capacidad Real (tm/h) a 4 RPM .....97

Figura 59: Vista de pasta de pescado alrededor del tornillo helicoidal .....98

Figura 60: Valores de la pasta de pescado alrededor del tornillo de helicoidal rediseñado  
.....99

Figura 61: Vista del tornillo helicoidal rediseñado en Inventor.....100

Figura 62: Datos del tornillo de helicoidal rediseñado .....101

Figura 63: Valores de masa y velocidad de la pasta de pescado en cada paso.....102

Figura 64: Zonas o punto de apoyo .....104

Figura 65: Presión 1 en eje interno .....104

Figura 66: Aplicación de fuerza sobre eje cónico.....105

Figura 67: Fuerza sobre segunda zona cónica del eje interno .....106

Figura 68: Aplicación de momento en tornillo helicoidal.....107

Figura 69: Aplicación de presión 2 sobre hélices .....108

Figura 70: Aplicación de presión 3 sobre hélices .....109

Figura 71: Desplazamiento sobre el tornillo helicoidal rediseñado .....111

Figura 72: Vista detallada de desplazamiento en tornillo helicoidal.....112

Figura 73: Factor de seguridad sobre tornillo helicoidal .....113

Figura 74: Vista detallada del factor de seguridad sobre tornillo helicoidal.....114

Figura 75: Dilatación térmica en el tornillo helicoidal rediseñado .....	115
Figura 76: Sistema de transmisión de potencia.....	116
Figura 77: Sistema de engranaje interno .....	118
Figura 78: Esquema del sistema de engranajes .....	119
Figura 79: Esquema de disposición de engranajes.....	123
Figura 80: Esquema de fuerzas sobre eje Ej9 .....	124
Figura 81: Esquema de fuerzas horizontales y verticales sobre eje Ej9.....	125
Figura 82: Diagrama de momentos flectores del eje Ej9.....	126
Figura 83: Esquema de fuerzas sobre eje Ej8 .....	127
Figura 84: Esquema de fuerzas sobre eje Ej3, Ej5, Ej4, Ej6, Ej7 .....	128
Figura 85: Esquema de fuerzas sobre ejes Ej1 y Ej2.....	130
Figura 86: Cálculo de prensa rediseñada en SCILAB .....	133
Figura 87: Cálculo de prensa existente en SCILAB .....	134
Figura 88: Cálculo de velocidad y potencia en SCILAB para reductor .....	134
Figura 89: Altura máxima que debe alcanzar la pasta.....	137
Figura 90: Presión interna vs longitud de tornillo.....	137
Figura 91: Zonas de avance de la prensa rediseñada.....	138
Figura 92: % Humedad vs longitud de tornillo.....	138
Figura 93: Vista interna del tornillo helicoidal sin reforzamiento (Izquierda), rediseñado (Derecha).....	139
Figura 94: Cálculo de deformación en tornillo sin reforzamiento interno .....	140
Figura 95: Potencia vs coeficiente de rozamiento .....	142

# Capítulo I. Parte introductoria del trabajo

## 1.1. Generalidades

Las prensas de tornillos helicoidales son muy usadas en distintos procesos industriales donde se requiere reducir el nivel de humedad. Estos pueden ser en azucareras y aceites de palma; en nuestro caso se usa en la elaboración de harina de pescado. El mejoramiento del diseño de la prensa de pescado se basa en el rediseño de los tornillos helicoidales que trabajan en paralelo, los cuales tienen un papel fundamental en el proceso de prensado de la pasta de pescado para la fabricación de harina de pescado.

## 1.2. Descripción del Problema de Investigación

La continuidad de la operación de la fábrica de Pesquera Diamante de 40 ton/h de capacidad Planta Callao, sufre paradas intempestivas con una periodicidad de 3 meses durante los tres últimos años (entre 2015 a 2018) debido a daños en la prensa de tornillos. Según los reportes de la Oficina de Mantenimiento las averías son desgaste excesivo de las mallas y rotura de los tornillos a consecuencia de los grandes esfuerzos que se generan en los componentes internos de la prensa.

## 1.3. Objetivo del Estudio

### 1.3.1. *Objetivo General*

Rediseñar una prensa de doble tornillo para incrementar la producción de pasta de pescado logrando un aumento 40 a 50 tm/h.

### **1.3.2. Objetivos Específicos**

- Entender el proceso de prensado de la pulpa de pescado, así como identificar la influencia de los distintos parámetros a considerar en el diseño de los tornillos helicoidales
- Rediseñar los tornillos helicoidales para aumentar su capacidad, basado en la eliminación de sobreesfuerzo causante de roturas y averías en los tornillos helicoidales o husillos
- Proporcionar un programa en SCILAB que pueda ahorrar el tiempo de cálculo de las piezas a diseñar.

### **1.4. Antecedentes Investigativos**

1. La tesis "Diseño y cálculo de prensa de tornillo para estrujar 250 Kg/Hr pulpa de pescado" de Javier Porfirio Chambi Mamani. (1994) define diversos parámetros para el cálculo de construcción de una prensa de pescado de un solo tornillo helicoidal o husillo, a diferencia de nuestra tesis, que se basa en el mejoramiento del diseño de dos tornillos helicoidales trabajando en paralelo.
2. La tesis "Mejoramiento de la etapa de prensado en el proceso de elaboración de harina de pescado mediante un sistema automatizado de control de la humedad en la empresa JADA S.A.- CHIMBOTE" del Br. Arturo Giancarlos Cardenas de la Cruz(2015), se han definido parámetros para el mejoramiento del proceso de automatización de una prensa de pescado usando un variador de frecuencia para controlar las RPM de giro de los tornillos helicoidales o husillos para controlar la velocidad de producción y humedad de la pasta de pescado de esta manera se mejora el proceso de prensado para una mejor obtención de harina de pescado.

3. La tesis “Reingeniería de los procesos productivos para incrementar la producción de harina de pescado en la empresa UGLAN S.A., ubicada en la comuna “El Real” en la provincia de Santa Elena.”, Ecuador, de Luis Alfredo Cortez Rodríguez (2015). Trata sobre el mejoramiento del nivel de producción de planta, describiendo el proceso de fabricación de harina de pescado y mejorando los sistemas de recepción de pescado, el diseño de transportadores verticales (rastras) y la automatización en el prensado de pasta.
  
4. La tesis “Estudio de Pre Factibilidad para el montaje de una empresa productora de harina de pescado” de Sebastián Forero Mendoza (2011), se define en diversas áreas, ya sea en la descripción del mercado de producción de harina, proceso de fabricación de harina de pescado; del diseño de la disposición de equipos y flujos de materias; así como el análisis financiero para poder determinar si es factible la instalación y montajes de equipos en una planta de harina, obteniendo ganancia neta en cierto tiempo de producción.

## Capítulo II. Marco teórico y conceptual

### 2.1. Marco Teórico

#### 2.1.1. *Materia prima de la elaboración de harina de pescado*

La harina de pescado en el Perú<sup>1</sup> se fabrica a partir de la anchoveta (*engraulis ringens*), única especie permitida por el Ministerio de la Producción para este fin en periodos establecidos por meses de captura. La talla mínima de captura permitida para este recurso es de 12 cm. Es una de las especies que contiene más ácidos grasos polinsaturados EPA y DHA. El Instituto del Mar del Perú (IMARPE) establece los períodos y las zonas de pesca de la anchoveta. En otras partes del mundo, como Estados Unidos, se elabora harina de pescado en base a menhaden (30 cm), en Noruega se utiliza el capelán (19 cm) y en Dinamarca se produce a partir del arenque (20 cm).

#### Figura 1

*Anchoveta como materia prima*



*Nota:* Adaptado de *Especie: Engraulis ringens, Anchoveta peruana* por Instituto Smithsonian de investigaciones Tropicales, 2015, ([https://biogeodb.stri. si.edu/sfep/es/thefishes/species/509](https://biogeodb.stri.si.edu/sfep/es/thefishes/species/509))

---

<sup>1</sup>Adaptado de la página <https://www.snp.org.pe/industria-pesquera/harina-de-pescado/>

### **2.1.2. Definición sobre la extracción de pescado y elaboración de la harina de pescado**

La harina de pescado se produce con la captura de peces como la anchoveta, para los cuales existe poca o ninguna demanda para el consumo humano directo, y también de desechos de pescado producidos durante el procesamiento de pescado para el consumo humano directo. Los peces capturados son principalmente pequeños, oleaginosos y huesudos, en gran parte no comestibles, por ejemplo: la anchoveta<sup>2</sup>, el jurel, el menhaden, bonito, el capelán y el lanzón. Estos peces almacenan aceite y proteínas en su carne, lo cual se busca para generar harina y aceite de pescado. (Berly, 2015).

La extracción de pescado se da través de una embarcación llamada "chata", en la cual con el uso de bombas y tanques traslada el material del mar a las pozas de almacenaje donde se concentran el pescado, y se trasladan a través de rastras y tornillos helicoidales de eje constante hacia las cocinas industriales, tal como se ve en el anexo 5 y el plano 1 ubicados en la sección de anexos. (Cabrera, Espinel y Sotomayor, 2019).

Los pasos principales del proceso son:

1) Cocción para la coagulación de la proteína separando el agua y el aceite en cocinas industriales con husillos de avance usando vapor sobresaturado para la cocción de contacto directo e indirecto con el pescado.

2) La separación por prensado del producto coagulado se da en la prensa de pescado de doble tornillo helicoidal o husillo produciendo una fase sólida (torta de prensa).

3) Fase líquida (licor de prensa) conteniendo agua y el resto de los sólidos (aceite, proteína disuelta o suspendida, vitaminas y minerales) como se ve en la Figura 2.

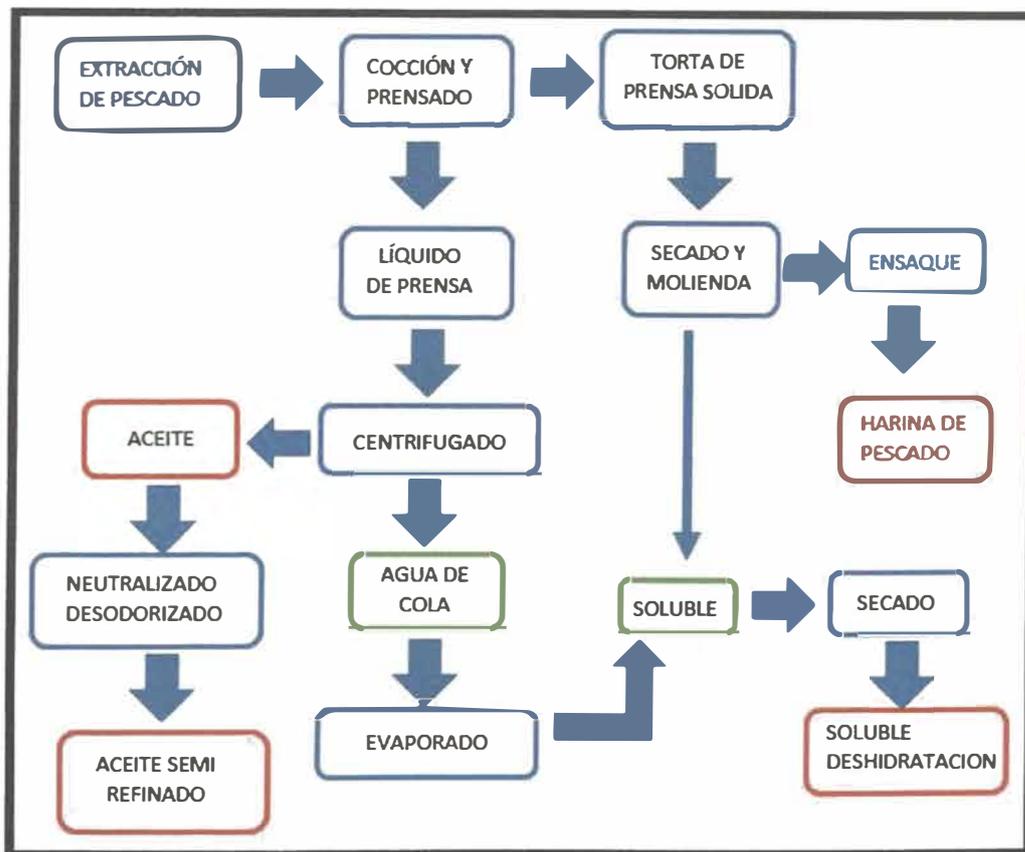
---

<sup>2</sup> Análisis de la aplicación de sistema de frío en la captura y transporte de anchoveta (*Engraulis ringens*) y su influencia en los parámetros procesamiento de la harina de pescado (2015).

La parte principal de los lodos en el licor de prensa es removida por separadoras y un decantador o separador industrial; el aceite es subsecuentemente extraído por centrifugación. El agua de cola es un producto al separar el aceite del licor de prensa, la cual es concentrada en un evaporador multiefecto, y el concentrado es mezclado vigorosamente con la torta de prensa, la cual es luego deshidratada usualmente en un sedado. El material seco es molido y almacenado en bolsas o sacos. El aceite de pescado es almacenado en tanques para su recojo y venta.

**Figura 2**

*Flujograma de proceso*



*Nota: Adaptado de Estudio de pre factibilidad para el montaje de una empresa productora de harina de Pescado. (p.40), por Sebastian Forero Mendoza, 2011.*

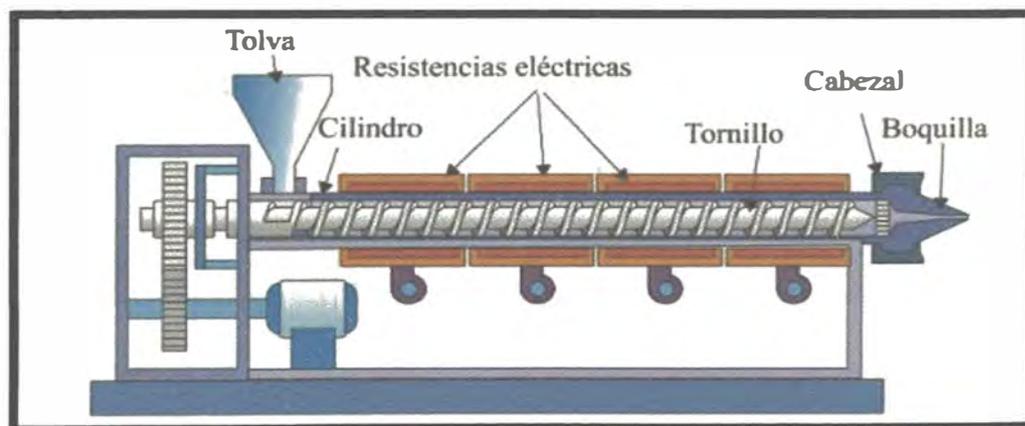
## 2.2. Marco Conceptual

### 2.2.1. Definición y tipos de máquinas prensadoras

Los tipos de máquinas para prensar o extruir distintos tipos de materiales, ya sean plumas, pescado, plásticos, pulpa y granos, entre otros, se definen como prensas de uno o dos tornillos (Gomez, 2007). La prensa de un solo tornillo helicoidal gira libremente dentro de un solo cilindro de mallas agujereada, pero en su extremo se presenta un resorte para prensar aún más la pasta de pescado. Actualmente ya no se usan en el rubro de la pesca; para obtener un menor nivel de humedad se suele usar la prensa de doble tornillo.

#### Figura 3

*Vista de prensa o extrusor de plástico con un solo tornillo o husillo*



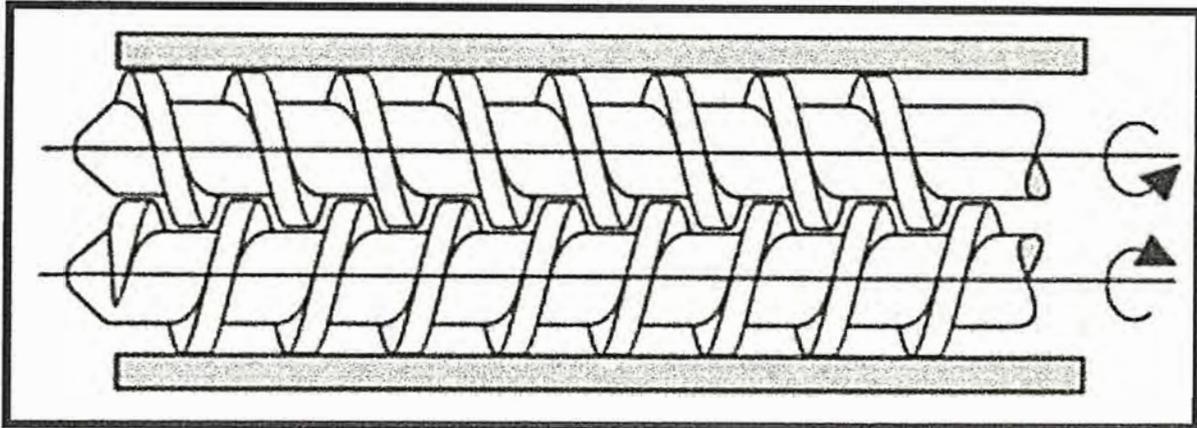
*Nota: Adaptado de Tecnología de Polímeros. (p.80), por M. Beltrán y A. Marcilla, 2012.*

La prensa de doble tornillo suele ser más larga para poder usar distintas áreas de prensado, disminuyendo el nivel de volumen por el que viaja a través de las cavidades entre los filetes o hélices, que van disminuyendo su altura y longitud manteniendo su nivel de espesor. Como se ve en la figura 4 se tienen dos tornillos helicoidales en paralelo uno al lado del otro. Para un mayor prensado se hacen girar con la misma velocidad, alrededor de 4 RPM en la parte media entre los tornillos helicoidales, que disminuirá aún más el volumen de paso, produciendo más licor de prensa y disminuyendo aún más el nivel de

humedad de la pasta de pescado, siendo mucho más efectiva que la prensa de un solo tornillo helicoidal que, solo varía su volumen en las paredes de su cilindro de la prensa.

#### Figura 4

*Vista en sección de prensa de doble tornillo con giros opuestos*



*Nota: Adaptado de Tecnología de Polímeros. (p.81), por M. Beltrán y A. Marcilla, 2012.*

Las prensas de doble o un tonillo helicoidal tienen 3 áreas o zonas, según la figura 5, en las cuales se ve que entre más avanzan la materia, mayor será la presión de la pasta de pescado para su extrusión y obtención del licor de prensa. Las zonas se nombran como: zona de alimentación, zona transición y zona de dosificado.

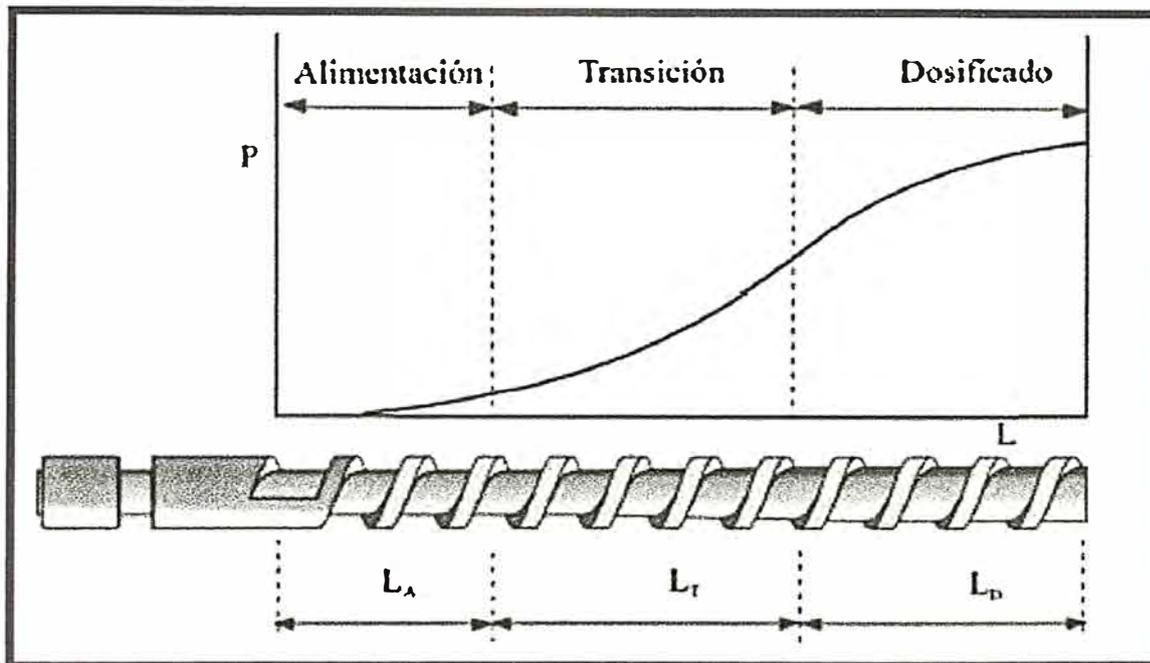
La zona de alimentación es la parte donde va a entrar la pasta de pescado desde la cocina pasando por el pre-colador hasta la tolva de descarga de prensa. El eje interno del tornillo helicoidal es recto con pasos uniformes para compactar y transportar la pasta.

La zona de transición, zona de presión en la que la atura del filete va disminuyendo por la variación del eje interno, disminuyen de forma gradual, haciendo que el volumen de la pasta de pescado vaya disminuyendo, exprimiendo el licor de prensa de la pasta.

La zona de dosificación es la parte final del tornillo de prensa más cercana a la descarga con la zona de mayor presión.

**Figura 5**

*Zonas de presión en un tornillo helicoidal*



*Nota: Adaptado de Tecnología de Polímeros. (p.81), por M. Beltrán y A. Marcilla, 2012.*

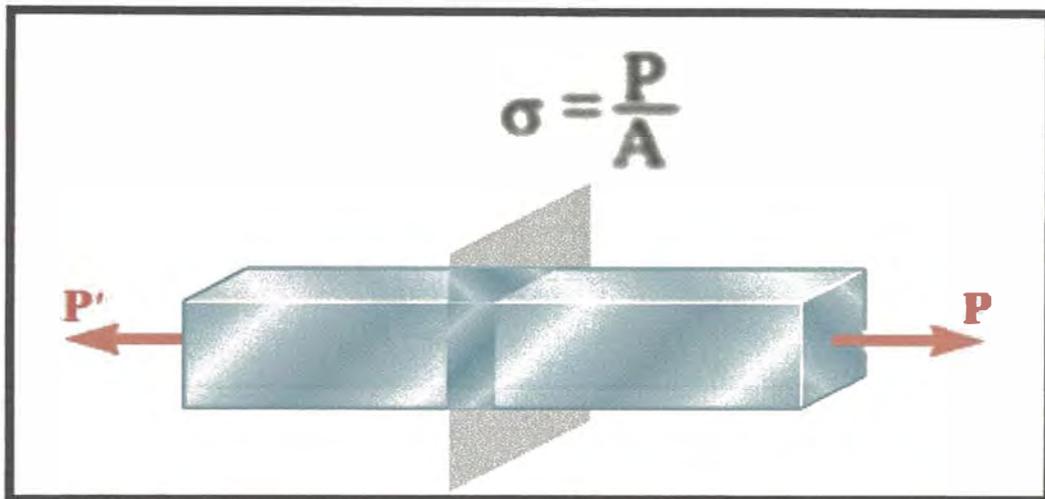
### **2.2.2. Esfuerzos y deformación**

La teoría de esfuerzos es necesaria estudiar el mejoramiento del diseño de la prensa, ya que se podrán mejorar las cargas y evitar un mayor desgaste del tornillo helicoidal. El esfuerzo se define como la intensidad de fuerzas distribuidas en un área "A" causada por la fuerza P, la cual se encuentra a noventa grados respecto al área como se muestra en la figura 6, se define con la siguiente relación.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

**Figura 6**

*Diagrama de Esfuerzo Normal*



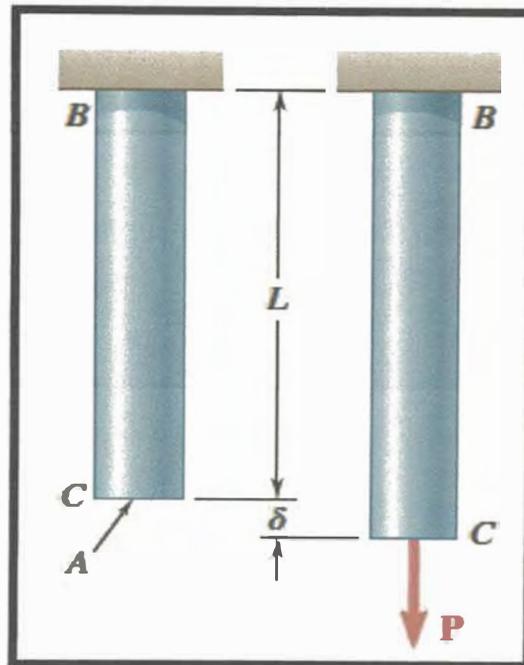
*Nota: Adaptado de Mechanics of Materials. (p.27), por Ferdinand P. Beer, 2020.*

En la ecuación 1 la relación de esfuerzos  $\sigma$  será positiva cuando se genere tracción en el material y negativa cuando se genere compresión con una fuerza opuesta. Sus unidades están definidas por  $\text{N}/\text{m}^2$  o MPa.

La deformación de un objeto producido por una fuerza  $P$  creando una deformación representada como " $\delta$ " que es el cambio de longitud como se ve en la figura 7.

**Figura 7**

*Vista de deformación bajo carga axial*



*Nota: Adaptado de Mechanics of Materials. (p.59), por Ferdinand P. Beer, 2020.*

La deformación unitaria se define como el cambio de longitud por unidad de longitud original cuando se le aplica una fuerza y se denota como “ $\epsilon$ ”.

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2)$$

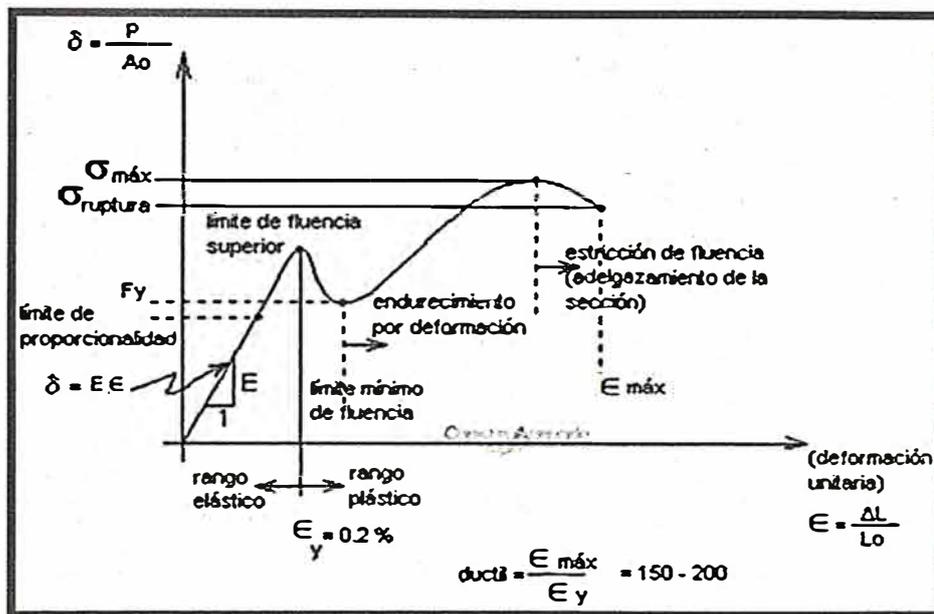
Asumiendo que  $L$  es la longitud inicial la ponemos definir como  $L_0$ ; la deformación unitaria del material como “ $\epsilon$ ”; la variación de longitudes inicial y final esta denominada como,  $\delta = \Delta L = L_f - L_0$ .

La relación entre el esfuerzo y deformación en la región elástica es lineal como se muestra en la Figura 8, la ecuación se describe por la ley de Hooke. Donde “ $E$ ” es denominado la constante de proporcionalidad llamada módulo de Young.

$$\sigma = E \times \epsilon \quad (3)$$

Figura 8

Diagrama de Esfuerzo vs deformación



Nota: Adaptado de Diagrama esfuerzo-deformación, por Alejandro Pino, (<https://www.monografias.com/trabajos72/diagrama-esfuerzo-deformacion/diagrama-esfuerzo-deformacion2>)

Tomado las ecuaciones 1,2 y 3 se puede llegar a tener una relación entre la fuerza "P" y el grado de deformación como se ve en la ecuación 4.

$$\frac{P}{A} = E \left( \frac{\delta}{L} \right) \quad (4)$$

Despejando la deformación unitaria como se ve en la ecuación 5:

$$\delta = \frac{PL}{EA} \quad (5)$$

Las deformaciones como se ve en la ecuación 5 estarán determinadas por el tipo de material "E", el área de donde se aplica la fuerza "A", la fuerza aplica "P" y la longitud de inicial "L".

Para el análisis de esfuerzos de tienen valores de esfuerzos para los cuales se han realizado ensayos para distintos materiales en placas y probetas metálicas obteniendo así el los valores de esfuerzos normales y de corte como se ve en la tabla 1 de esta manera

podemos análisis los valores de esfuerzos de diseño y compararlos con los esfuerzos máximos de los materiales para que poder elegir el tipo de material y las dimensiones de los elementos de unión, teniendo así que los esfuerzos obtenidos no sobre pasen los esfuerzos máximos en sus zonas elásticas.

**Tabla 1**

*Propiedades mecánicas de metales*

MATERIAL	E Módulo de elasticidad 10 <sup>9</sup> lb/pulg <sup>2</sup>	U Esfuerzo último 10 <sup>3</sup> lb/pulg <sup>2</sup>	$\sigma$ Esfuerzo de Fluencia (0.002) 10 <sup>3</sup> lb/pulg <sup>2</sup>	G Módulo de cizalladura 10 <sup>6</sup> lb/pulg <sup>2</sup>
Aluminio	10	60	45	4
Latón Fundido	13	45	20	5
Cobre (estirado en frío)	17	55	40	6
Hierro fundido	14	20	-	6.6
Magnesio	6.5	35	23	2.4
Acero Estructural	29	60	36	12
Acero Inoxidable	28	120	80	10

*Nota: Adaptado de Resistencia de materiales (Parte uno) (p.33), por Winston Aceijas Pajares, 2006.*

**- Factor de seguridad**

El factor de seguridad (F.S.)<sup>3</sup> se define como esfuerzo de fluencia entre el esfuerzo de diseño o carga de diseño. Ver ecuación 6.

$$F.S. = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{diseño}} \quad (6)$$

El esfuerzo de diseño es el esfuerzo que se obtiene en los cálculos al elegir las dimensiones y los tipos de materiales. El factor de seguridad siempre de ser mayor a 1 ya que el esfuerzo de fluencia debe ser mayor que el esfuerzo de diseño para estar solo en la zona elástica y no entrar en la zona plástica. El valor del factor de seguridad de la ecuación 6 dependerá del tipo de máquina que se opere y el tipo de trabajo que se realice.

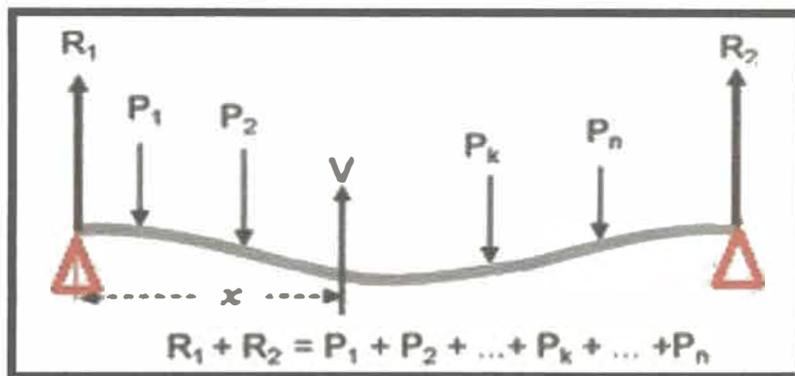
<sup>3</sup> Adaptado de *Resistencia de materiales (Parte uno)* (p.36), por Winston Aceijas Pajares, 2006.

### 2.2.3. Flexión

El análisis de la flexión será importante para poder analizar el perfil elegido para el diseño sea el correcto según sus factores de carga y factores de seguridad elegidos previamente.

**Figura 9**

*Diagrama de fuerzas sobre viga de perfil constante*



Con el diagrama de cuerpo libre sobre la viga tenemos que las sumatorias de fuerzas es igual a cero como se ve en la ecuación 7.

$$R_1 + R_2 = \sum_{k=1}^n P_k \quad (7)$$

También sabemos que por estática las sumatorias de momentos deben ser igual a cero analizamos el momento en unos de los extremos de la viga. Sabiendo que la longitud total de la viga es  $L$ .

$$R_2 \cdot L = \sum_{k=1}^n P_k \cdot x_k \quad (8)$$

Al ser viga el ángulo de deflexión en los extremos de la viga será  $\theta_1 = \theta_2$  y la flexión en los extremos será  $y_1 = y_2 = 0$ . La definición de ángulo de deformación está dada por la ecuación 9 denominada pendiente.

$$\frac{dy}{dx} = \theta \quad (9)$$

Para hallar la fuerza cortante debemos usar la ecuación 10 donde “ $\omega$ ” representa las cargas distribuidas sobre la viga como se ve en la ecuación 10.

$$\frac{dV}{dx} = -\omega \quad (10)$$

Analizando el esfuerzo cortante en las vigas tenemos la función de la fuerza cortante  $V(x)$  en función de la distancia.

$$V(x) = R_1 - F(x) \quad (11)$$

Donde  $F(x)$  es la función que depende de la distribución de las fuerzas. Ya que cuando  $x=0$ ,  $V(x)=R_1$  y cuando  $x=L$ , la fuerza cortante  $V(L)=R_2$ .

Una vez hallado la fuerza de corte en cada tramo de la viga podremos calcular el momento flector en función de la distancia del tramo con la siguiente ecuación:

$$M(x) = \int V(x) dx \quad (12)$$

Cuando se toman las derivadas sucesivas, las expresiones de momento flector, fuerza cortante y carga aplicada como se vio en las ecuaciones 9, 10, 11 y 12. Podemos expresarlas de la siguiente manera:

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (13)$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3y}{dx^3} = \frac{d}{dx} \left( \frac{M}{EI} \right)$$

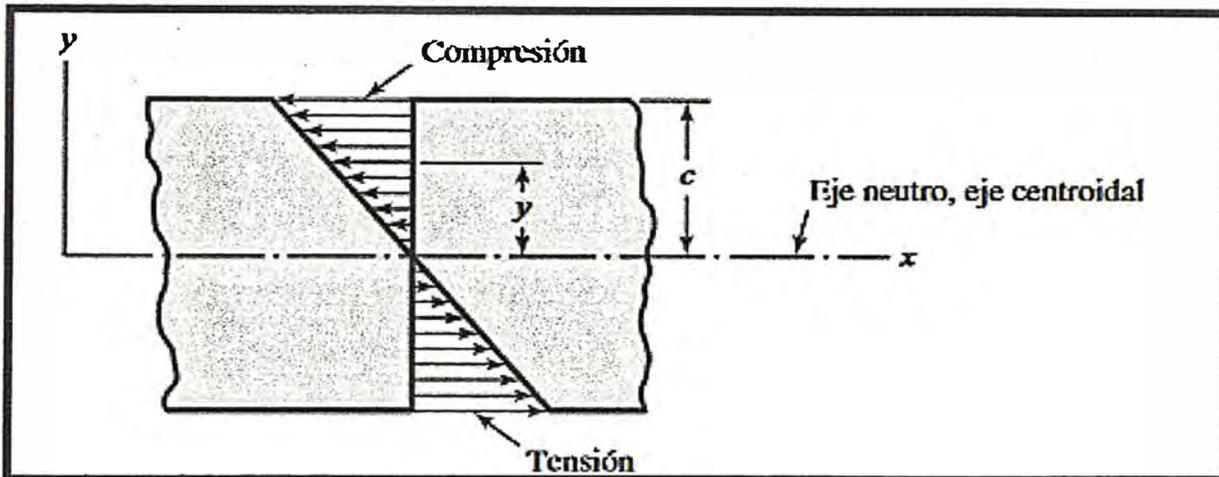
$$\frac{\omega}{EI} = \frac{d^4y}{dx^4} = \frac{d}{dx} \left( \frac{V}{EI} \right)$$

Sabiendo que  $EI$  es la rigidez a la flexión, siendo  $E$  el módulo de elasticidad del material en nuestro caso del acero. Para determinar el esfuerzo máximo en la viga en el punto donde el momento sea máximo, como se ve en la ecuación 13. Se debe conocer el

momento de inercia de la sección transversal elegida para la viga representada por "I" a una distancia de centroide o línea neutra denominada "c". (Budynas y Keith, 2011).

**Figura 10**

*Esfuerzos en el área transversal de la viga*



*Nota:* Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, (p.88), por Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, 2011.

El esfuerzo máximo hallado en la ecuación 14 debe ser menor que el esfuerzo de fluencia del material elegido para el análisis de ejes.

$$\sigma(x)_{max} = \frac{|M(x)_{max}| \cdot c}{I} \quad (14)$$

#### **2.2.4. Dilatación térmica**

La dilatación térmica ocurre por la variación de temperatura, que en la cual consiste en el aumento de longitud, área o volumen por el aumento o disminución de temperatura.

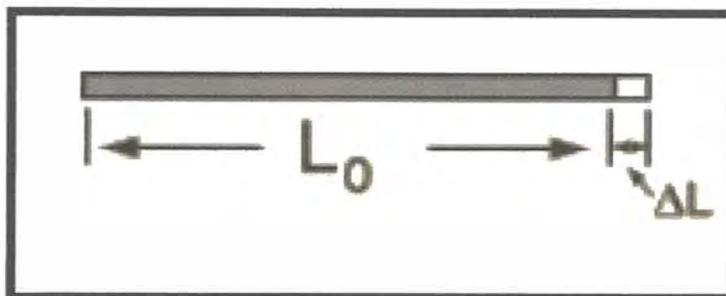
##### **Dilatación térmica lineal**

La dilatación lineal produce un aumento de su longitud lineal. Esta dilatación es más notoria en cables o barras de cualquier material cuando es sometido a calor o una

variación de temperatura, y presentará una variación de longitud con respecto a su longitud inicial, según se muestra en la ecuación 15 y la Figura 11.

**Figura 11**

*Dilatación lineal*



*Nota:* Adaptado de *Dilatación Lineal*, por HyperPhysics, (2017), (<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/thexp.html>)

Donde  $\Delta L = L_f - L_o$  es la variación de longitud,  $\alpha$  es el coeficiente de dilatación térmica lineal;  $\Delta T = T_f - T_o$  es la variación de temperatura.

$$\Delta L = L_o \cdot \alpha \cdot \Delta T \tag{15}$$

Cada material tiene un coeficiente de dilatación térmica, que medirá el cambio relativo de longitud de un sólido cuando se produce un cambio de temperatura como se ve en la tabla 2 para diversos sólidos. El coeficiente de dilatación térmica cobra importancia en el área de diseño de estructuras y máquinas en diversas industrias.

**Tabla 2**

*Coefficiente de dilatación térmica lineal de distintos materiales*

Material	$\alpha(10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
Aluminio	24(0 a 100 °C)
Latón	19(0 a 100 °C)
Magnesio	25 (0 a 100 °C)
Tungsteno	4 (0 a 100 °C)
Acero al carbono	11(0 a 100 °C)

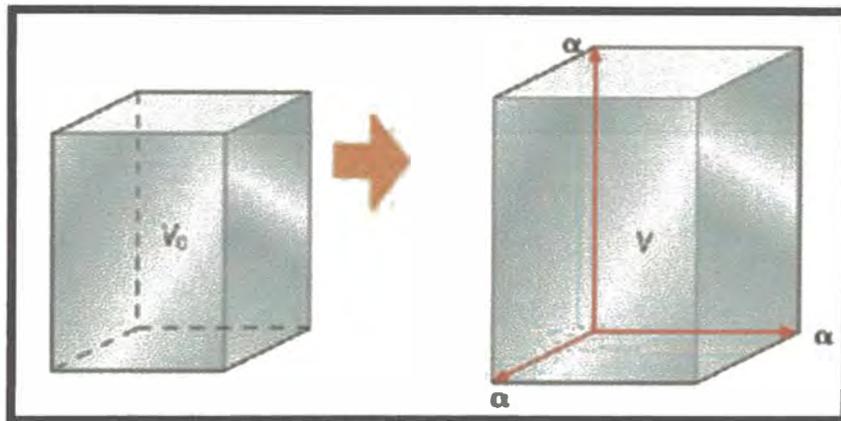
*Nota:* Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, (p.126), por Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, 2011.

## Dilatación térmica volumétrica

En un sólido de tres dimensiones la dilatación térmica producida por la variación de temperatura, generado por una fuente de calor, generará una variación de su volumen con respecto a su volumen inicial " $V_0$ " cómo se ve en la Figura 12.

**Figura 12**

*Dilatación volumétrica*



*Nota: Adaptado de Dilatación superficial, por Definición, (2022), (<https://definicion.xyz/dilatacion-superficial/>)*

La variación de volumen " $\Delta V$ " estará determinada por la ecuación 16 con un volumen inicial  $V_0$  y del coeficiente dilatación térmica lineal se define por  $\alpha$ .

$$\Delta V = 3\alpha\Delta T(1 + \alpha\Delta T) + (\alpha\Delta T)^2 \quad (16)$$

### **2.2.5. Flujo de masa en la prensa de pescado**

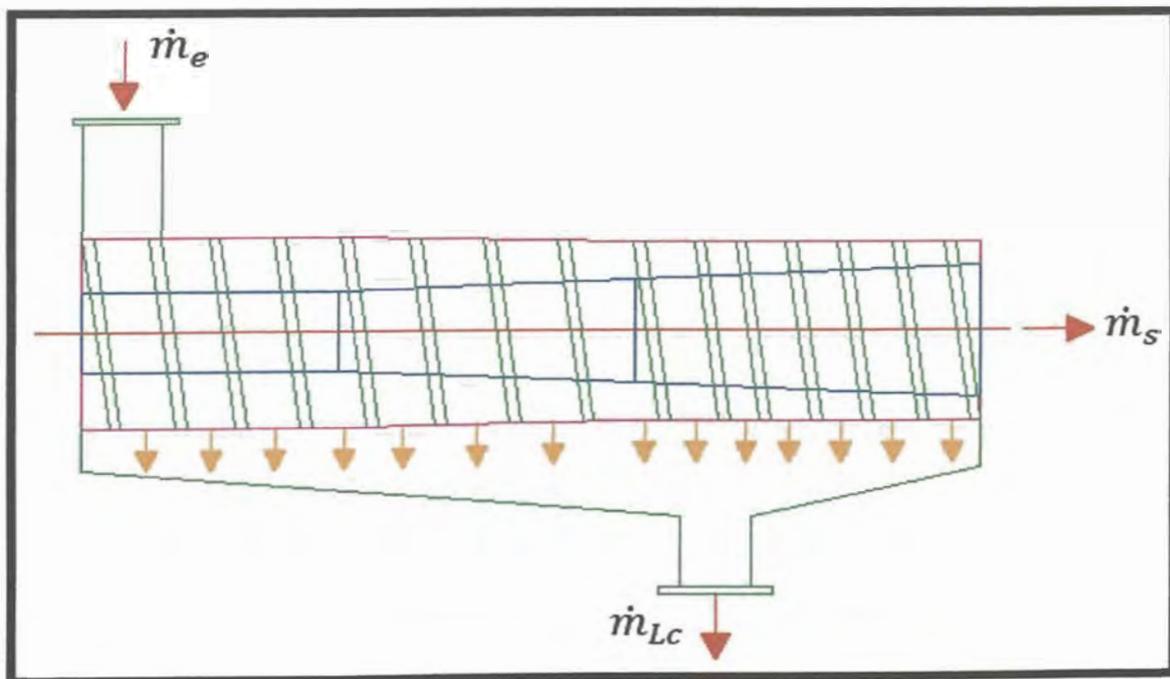
Por el principio de conservación de masa en un sistema, sabemos que la suma de las masas de entradas debe ser igual a la suma de masas de salida como se muestra en la ecuación 17. Donde  $m_e$  representa las masas entrantes y  $m_s$  representa las masas salientes.

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (17)$$

Para la prensa, sabemos que la pasta de pescado entra a la prensa a través de la tolva hacia la zona de alimentación de la prensa en la zona recta de los tornillos helicoidales. Conforme avance a través de los tornillos, se verá que la pasta de pescado irá perdiendo masa por la variación de volumen generado por la variación del diámetro del cilindro de presión, variación de los pasos y la atura de la hélice helicoidal. El líquido que se desprende por la presión del tornillo y el cilindro se denomina licor de prensa, y la pasta de pescado de salida de la prensa se denomina pasta prensada  $\dot{m}_s$ , como se ve en la Figura 13.

**Figura 13**

*Esquema de flujo de masa en prensa*



Para hacer un análisis de flujo de masa se debe tener en cuenta una relación de la masa con respecto del tiempo, como se ve en la ecuación 18.

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} \quad (18)$$

Una vez defina el flujo de masa podemos hallar el flujo de masa de ingreso de la pasta desde la cocina como una suma de flujos de salida de la pasta de prensa y el licor de prensa con las ecuaciones 17 y 18 según se ve en la Figura 14.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s + \dot{m}_{Lc} \quad (19)$$

$\dot{m}_e$ : Flujo de masa de la pasta de pescado de entrada, en kg/s o tm/h.

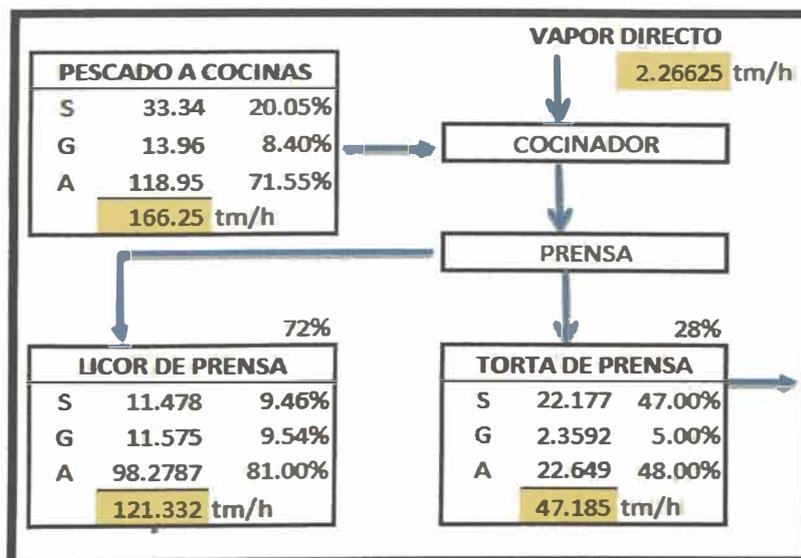
$\dot{m}_s$ : Flujo de masa de la pasta de pescado de salida, en kg/s o tm/h.

$\dot{m}_{Lc}$ : Flujo de masa del licor de prensa, en kg/s o tm/h.

Los flujos máxicos de la pasta de ingreso, pasta de prensado y licor de prensa contienen aceite de pescado, agua y masa de pescado en distintas concentraciones como se ve en el anexo 5 y la Figura 14. <sup>4</sup>Vemos que tendrán distintos porcentajes de flujo respecto a la entrada y salida del equipo (Cortez, 2015).

**Figura 14**

*Flujos de masa de entrada y salida de la prensa*



<sup>4</sup> En el Anexo 5 se ve el proceso de flujo de masa desde la extracción del pescado en el mar hasta el empacado de las bolsas de harina.

En la entrada de flujo de masa de la pasta de pescado podemos ver tendrá un valor de 168.5 tm/h ya que se deberá sumar los flujos de agua, aceite y masa solida de pescado, agregándole la masa de agua producida por el vapor directo ingresado en las cocinas como se ve en la ecuación 20 (Cardenas, 2015).

$$\dot{m}_e = \dot{m}_G + \dot{m}_A + \dot{m}_{sc} \quad (20)$$

$\dot{m}_A$ : Flujo de masa de agua, en kg/s o tm/h.

$\dot{m}_G$ : Flujo de aceite de pescado, en kg/s o tm/h.

$\dot{m}_{sc}$ : Flujo de solidos de pescado, en kg/s o tm/h.

Parte del flujo masico de entrada se dividirán en licor de prensa y pasta prensada como se en la Figura 14 a 72% y 28% respectivamente para cada producto del prensado de la pasta de entrada. El licor de prensa está constituido por agua, aceite y sólidos de pescado como se usa en la ecuación 21 y la Figura 14 como se tiene un alto contenido de agua y aceite.

$$\dot{m}_{Lc} = [\dot{m}_G]_{Lc} + [\dot{m}_A]_{Lc} + [\dot{m}_{sc}]_{Lc} \quad (21)$$

$[\dot{m}_A]_{Lc}$ : Flujo de masa de agua en el licor de prensa, en kg/s o tm/h.

$[\dot{m}_G]_{Lc}$ : Flujo de aceite de pescado en el licor de prensa, en kg/s o tm/h.

$[\dot{m}_{sc}]_{Lc}$ : Flujo de solidos de pescado en el licor de prensa, kg/s o tm/h.

Para el flujo de masa de la pasta de pescado de salida o pasta prensada, está compuesta por agua, aceite y masa de pescado sólido, como se en la ecuación 21 y la Figura 14. Como se la masa prensada tendrá una cantidad alta de masa de sólidos de pescado, en nuestro caso con un porcentaje de 47 % de masa sólida de pescado para la pasta de salida, con ello se puede decir que la prensa cumple con su objetivo de exprimir la pasta de ingreso, reduciendo la cantidad de agua y aceites de la masa de pescado entrante a la prensa de pescado.

$$\dot{m}_s = [\dot{m}_G]_S + [\dot{m}_A]_S + [\dot{m}_{sc}]_S \quad (22)$$

$[\dot{m}_A]_S$ : Flujo de masa de agua en pasta prensada kg/s o tm/h.

$[\dot{m}_G]_S$ : Flujo de aceite de pescado en pasta prensada kg/s o tm/h.

$[\dot{m}_{sc}]_S$ : Flujo de masa de sólidos de pescado en pasta prensada kg/s o tm/h.

Un indicador de la calidad de la pasta es el porcentaje de humedad de la pasta de prensado, con la cual se hará la harina de pescado y se podrá determinar el nivel de energía para el secado o reducción de agua en la pasta hasta la fabricación de harina de pescado para su envasado y empaquetado, como se muestra en el Anexo 5.

$$\% \text{ Humedad de pasta prensada} = \frac{[\dot{m}_A]_S}{\dot{m}_s} \times 100 \% \quad (23)$$

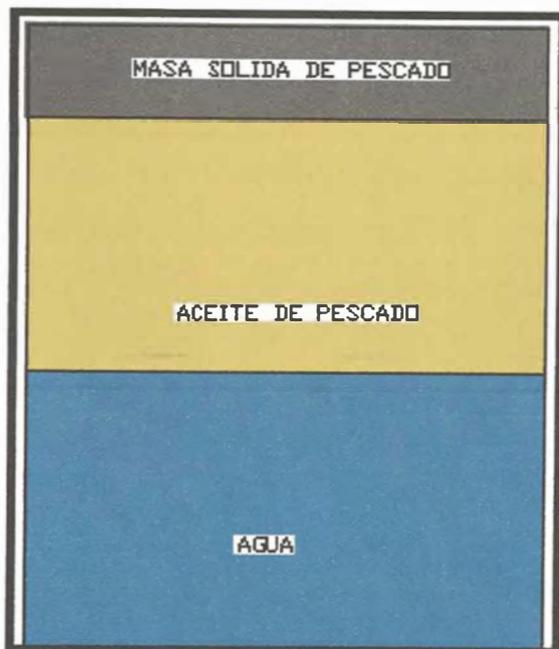
Para hallar el nivel de humedad de la pasta prensada se divide el flujo de masa de agua de dicha pasta prensada entre el flujo de pasta prensada, que debe estar entre 40 a 50 % de humedad para ser procesada, como se ve en la ecuación 23, la Figura 14 y anexo 5.

#### **2.2.6. Volumen y densidad de la pasta de pescado en la prensa**

Para el análisis de volumen de la pasta de pescado en la prensa de pescado, consideramos que está compuesta por agua, aceite y sólidos de pescado, como se ve en la Figura 15, consideramos que estos componentes de la pasta son fluidos incompresibles y con densidad constante. Podremos hallar la densidad de la pasta de pescado y cómo varía según la compresión o extrusión que se realice dentro de la prensa.

**Figura 15**

*Esquema de volumen compuesto de la pasta de pescado*



Consideramos que cada componente de la pasta de pescado, que son agua, aceite y sólidos, ocupan espacios y volúmenes distintos, ya que éstos no se mezclan como vemos en la Figura 15. Podremos obtener un volumen total al sumar los volúmenes de cada flujo como se ve en la ecuación 24.

$$V_p = V_A + V_G + V_{SC} \quad (24)$$

$V_p$ : Volumen de la pasta de pescado, en  $m^3$ .

$V_A$ : Volumen de agua, en  $m^3$ .

$V_G$ : Volumen de aceite de pescado, en  $m^3$ .

$V_{SC}$ : Volumen de sólidos de pescado, en  $m^3$ .

La densidad de la pasta de pescado va a estar determinada por la relación entre la variación de masa y la variación de volumen, como se ve en la ecuación 25.

$$\rho_p = \frac{\Delta m_t}{\Delta V_p} = \frac{dm_t/dt}{dV_p/dt} = \frac{\dot{m}_A + \dot{m}_G + \dot{m}_{SC}}{\dot{V}_A + \dot{V}_G + \dot{V}_{SC}} \quad (25)$$

$\rho_p$ : Densidad de pasta de pescado, en kg/m<sup>3</sup>.

Como se ve la ecuación 25, al ir cambiando la variación de masa de agua, aceite y sólidos de pescado, también cambiando el volumen de paso de la pasta de pescado a través de la prensa, generará un cambio de la densidad a través de los pasos de la prensa.

### 2.2.7. Análisis de hélice del tornillo helicoidal

El estudio de la forma de hélice de tornillo es fundamental para el análisis de variación de volumen en el cilindro de presión de la prensa, como para el análisis de la velocidad de giro y avance de la pasta de pescado.

En la prensa la pasta de pescado se mueve a través de un tornillo helicoidal en torno a un eje con un movimiento de traslación a la largo del eje y un movimiento de rotación en torno al eje.

La velocidad de la partícula  $\vec{v}_p$  con movimiento helicoidal está definida por:

$$\vec{v}_p = \vec{v}_o + \vec{\omega} \times \vec{OP} \quad (26)$$

Donde  $\vec{\omega}$  es la velocidad angular con la que se mueve en su movimiento de rotación como el radio de giro definido como OP y la velocidad inicial es "v<sub>o</sub>" es la velocidad de traslación como se ve en la Figura 16.

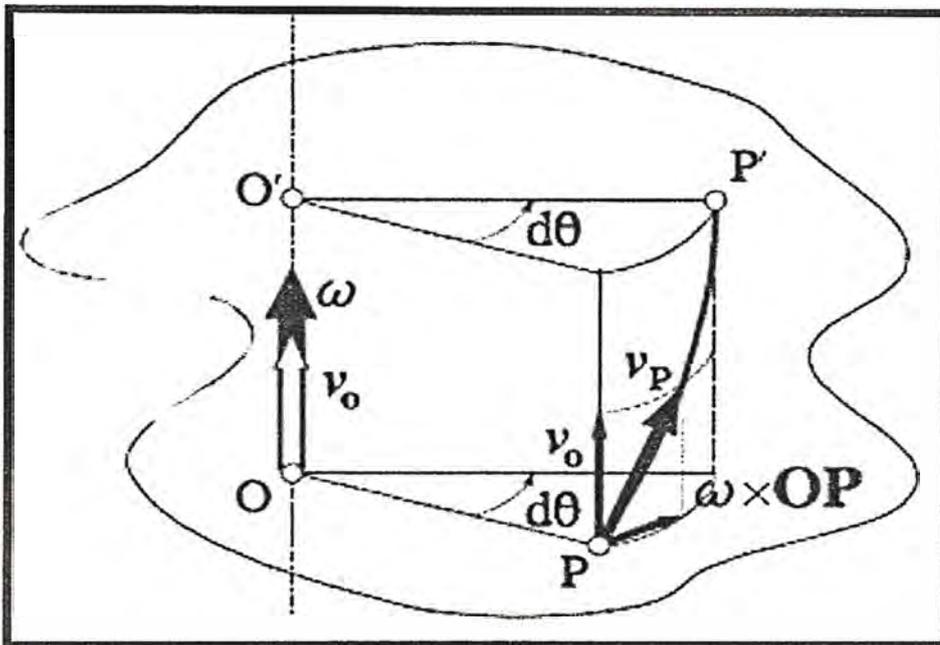
El paso de la hélice estará dado por:

$$PV = v_o T = 2\pi \frac{v_o}{\omega} \quad (27)$$

En la ecuación 27 se ve que "T" está definido como el periodo dado por el tiempo generado en una vuelta de 360 grados como se ve en la Figura 16.

Figura 16

Esquema de velocidad en hélice helicoidal



Nota: Adaptado de *Movimiento helicoidal*, por Wikipedia, (2022), ([https://es.wikipedia.org/wiki/Movimiento\\_helicoidal](https://es.wikipedia.org/wiki/Movimiento_helicoidal))

En el análisis en los ejes cartesianos del movimiento helicoidal a través del tornillo helicoidal  $R$  será el radio del cilindro.

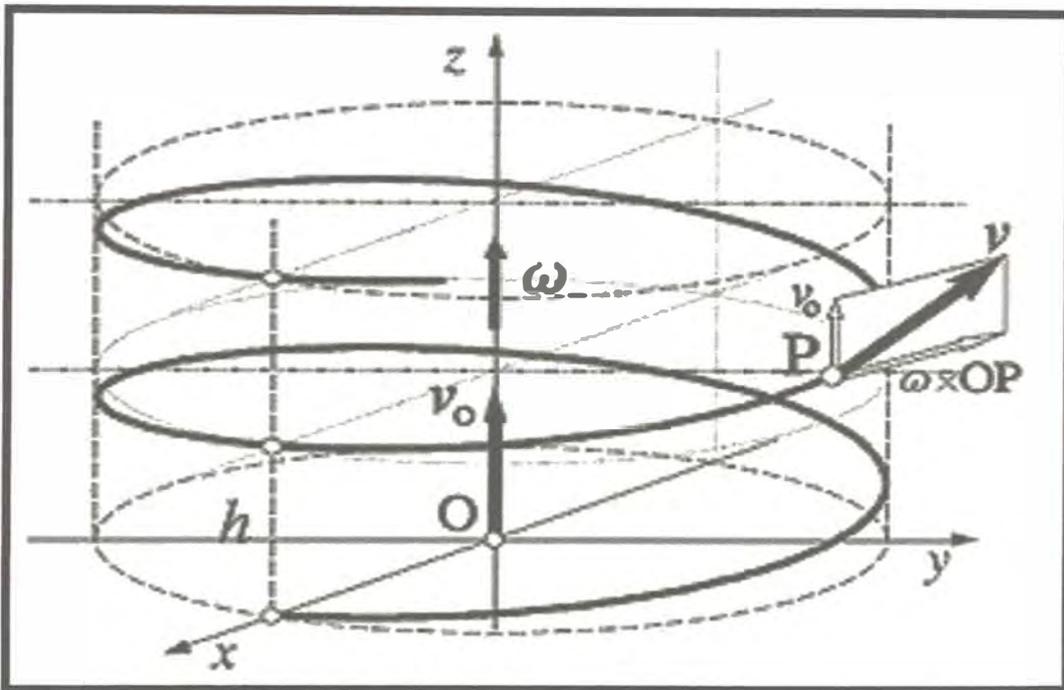
$$P_x = R \sin(\omega t) \quad (28)$$

$$P_y = R \cos(\omega t)$$

$$P_z = v_o t$$

**Figura 17**

*Esquema del movimiento helicoidal de una partícula*



Nota: Adaptado de *Movimiento helicoidal*, por Wikipedia, (2022), ([https://es.wikipedia.org/wiki/Movimiento\\_helicoidal](https://es.wikipedia.org/wiki/Movimiento_helicoidal)).

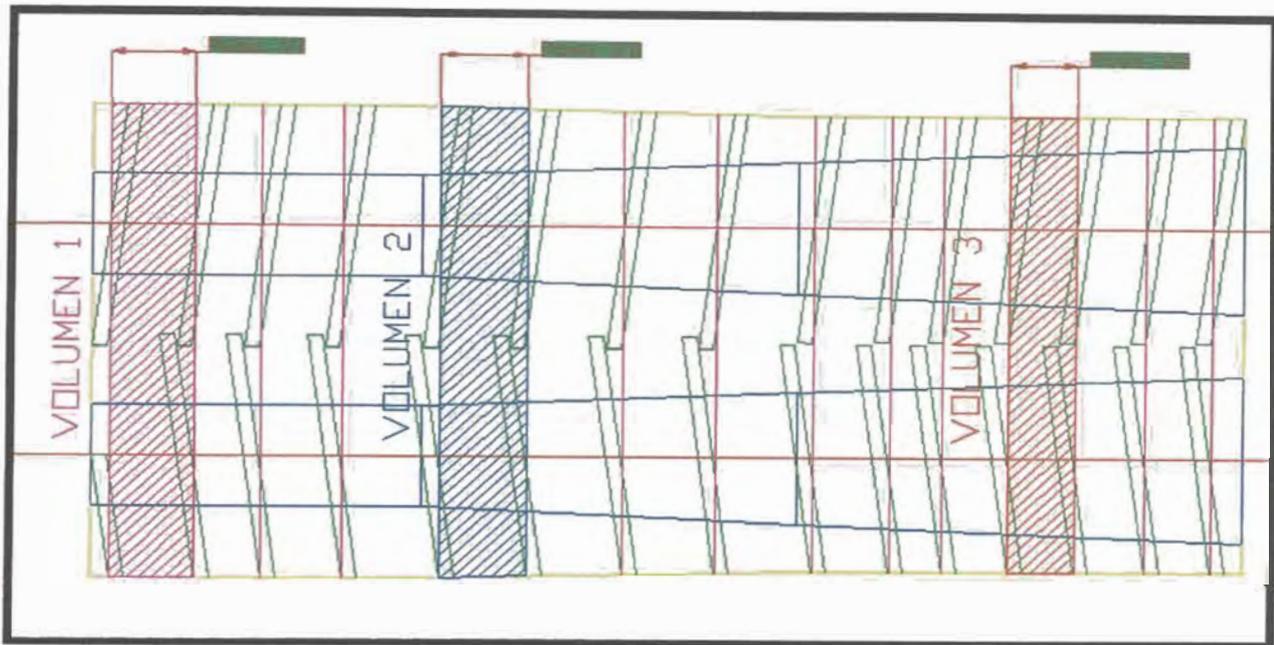
### **2.2.8. Variación de volumen en tornillo helicoidal**

El estudio de variación de volumen a través de la prensa es fundamental para reducir el nivel de masa de agua en la pasta de pescado, por lo cual se debe estudiar el volumen entre el eje interno de la prensa y el cilindro de la prensa, como se ve en la Figura 18.

Tendrán tres secciones distintas. En nuestro caso, con el nuevo diseño de los tornillos helicoidales tendrán secciones rectas en el cilindro y el eje en el "Volumen 1", secciones cónicas en su cilindro y en su eje interno como se ve en las secciones de "Volumen 2" y la tercera sección de "Volumen 3".

**Figura 18**

*Esquema de secciones de volúmenes de la prensa de pescado*

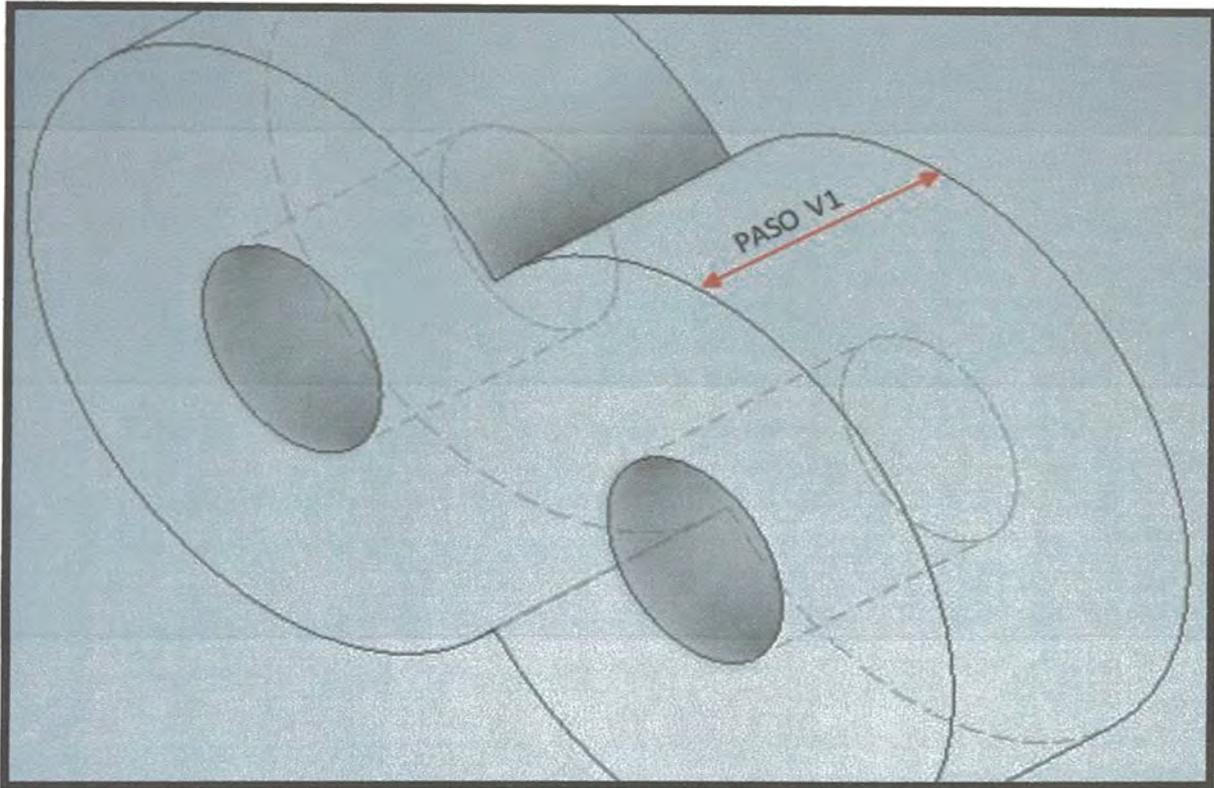


### **Análisis de la sección de VOLUMEN 1**

Para hallar el volumen de esta sección, se deberá analizar el volumen usando los radios del eje interno de los tornillos helicoidales y los radios de los cilindros de presión de la prensa, como se ve en la Figura 19. Como vemos, el centro será una unión de dos cilindros rectos, por lo que se deberá analizar la distancia entre centros entre los tornillos helicoidales, formado un ángulo con los radios con todos estos parámetros podremos hallar el volumen exacto de la sección.

**Figura 19**

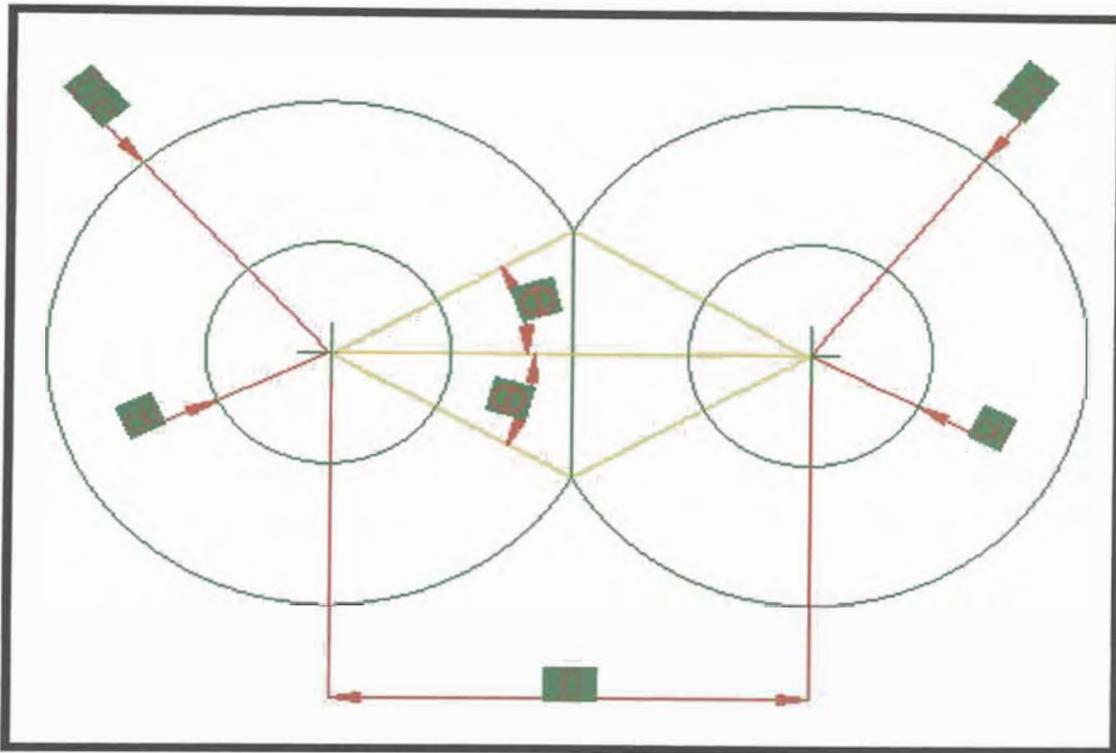
*VOLUMEN 1 de zona recta*



Analizaremos la sección de transversal para hallar el volumen de la sección recta, como se ve en la Figura 20. Con ella podremos hallar el área transversal y su volumen al multiplicarlo por su paso  $V_1$ ; con ello podremos hallar su volumen de entrada y masa de ingreso de la tolva, ya que en esta sección se encuentra la zona de alimentación o ingreso de la prensa.

**Figura 20**

*Área transversal de sección recta*



Hallamos la relación entre la distancia de separación y el diámetro del cilindro de prensa, obteniendo la ecuación 29.

$$\cos \theta = \frac{D/2}{D_e} \quad (29)$$

D: Distancia entre ejes, en m.

$D_e$ : Radio de cilindro de prensa, en m.

Una vez obtenido el ángulo  $\theta$  entre radio del cilindro y distancia entre ejes podremos hallar su área transversal, como se ve en la ecuación 30.

$$A_r = 2(\pi - \theta) \times [D_e^2] + D \times D_e \times \sin \theta - 2\pi d_i^2 \quad (30)$$

$A_r$ : Área recta de la sección "VOLUMEN 1", en  $m^2$ .

$d_i$ : Radio de eje interno de tornillos helicoidales, en m.

$\theta$ : Ángulo, en radianes.

Para el cálculo del volumen de la sección de VOLUMEN 1 se podrá calcular multiplicando el área transversal y el paso de la sección recta.

$$V1 = A_r \times PV1 \quad (31)$$

V1: Volumen vacío entre eje interno y cilindro de prensa en m<sup>3</sup>

PV1: Paso en sección recta en m

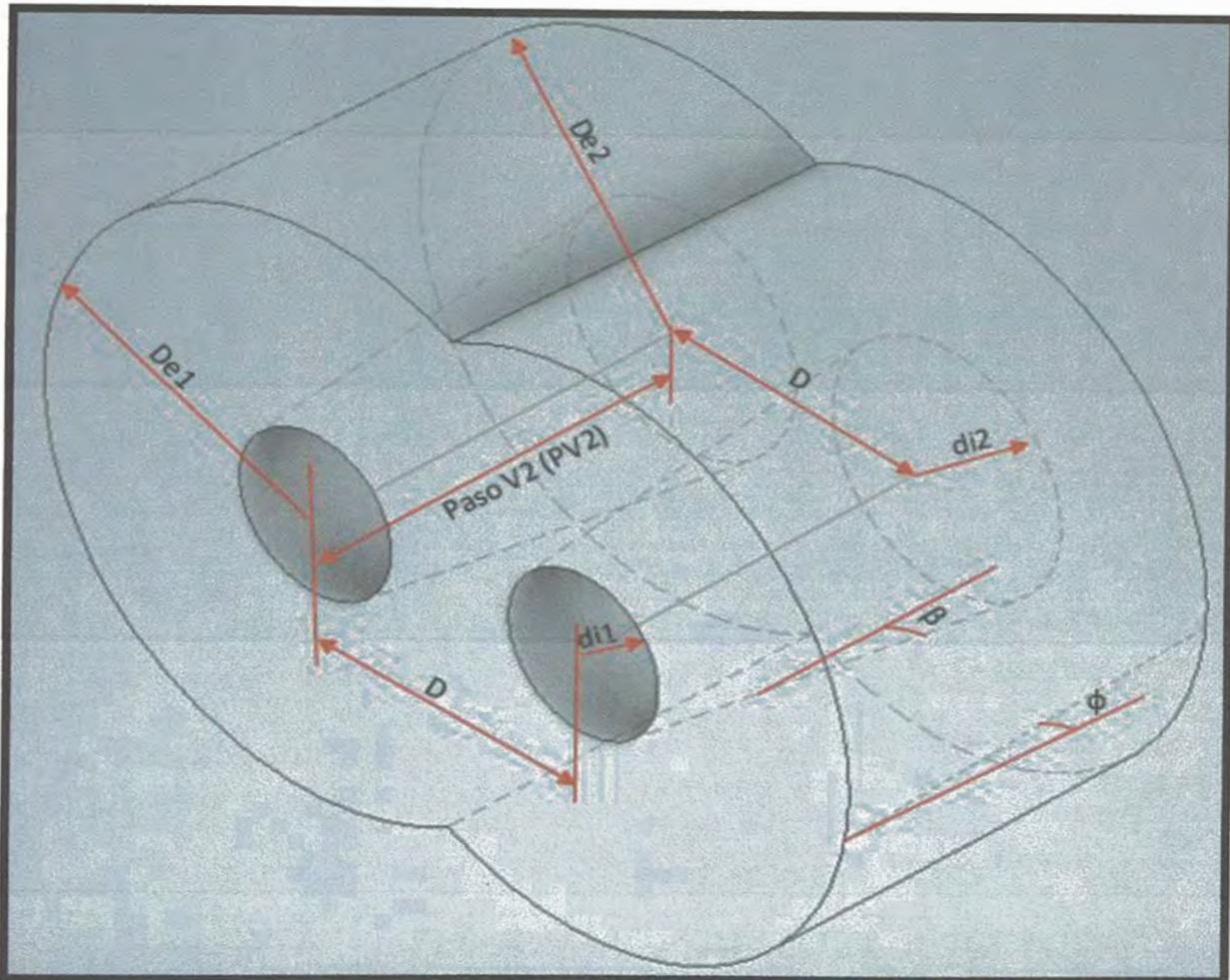
### **Análisis de las secciones de VOLUMEN 2 y 3**

Para el cálculo de volumen de las secciones de VOLUMEN 2 y 3, se verá que tiene secciones cónicas en la parte interna de eje helicoidal y la sección cónica del cilindro de presión, generarán un espacio volumétrico por donde pasará la pasta y la hélice como se ve en la Figura 21. Para poder hallar el volumen, se trabajará con un sistema de sumatorias de gradiente de volumen, como se verán en las Figura 22 y Figura 23. Con esta sumatoria aproximada se puede hallar con un alto grado de precisión. Para hallar el ángulo  $\beta$  de la zona cónica en la parte interna se usará la ecuación 32.

$$\cot \beta = \frac{PV2}{(di2 - di1)} \quad (32)$$

**Figura 21**

*VOLUMEN 2 de zona cónica de eje y cilindro*



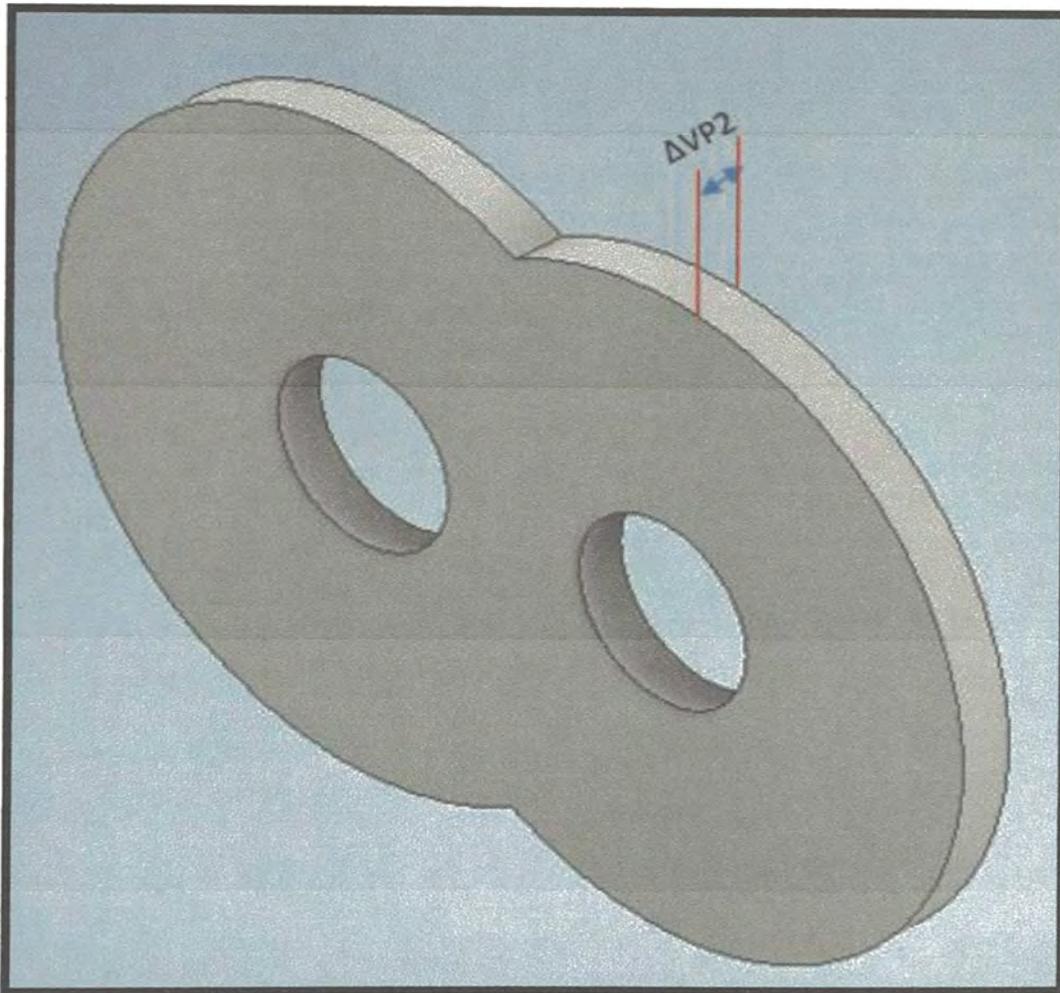
Para hallar el ángulo  $\phi$  de la sección cónica en la parte del cilindro de presión se usará la ecuación 33.

$$\cot \phi = \frac{PV2}{(De1 - De2)} \quad (33)$$

Para el cálculo de volumen de la sección de VOLUMEN 2 se tomará un gradiente de volumen, como una sección de volumen con  $\Delta VP2$  de altura, y su área de transversal como  $At$  como se ve en la Figura 22.

**Figura 22**

*Gradiente de volumen*



El área transversal de las secciones de VOLUMEN 2 y 3 solo se consideran la intersección de los cilindros cónicos de presión de la prensa tomando como referencia la ecuación 34.

$$A_{t,n} = 2(\pi - \theta_n) \times [De1_n^2] + D \times De1_n \times \sin \theta_n \quad (34)$$

Usando la ecuación 35 podemos definir el ángulo  $\theta_n$  en el gradiente volumétrico.

$$\theta_n = \arccos\left(\frac{D/2}{De1_n}\right) \quad (35)$$

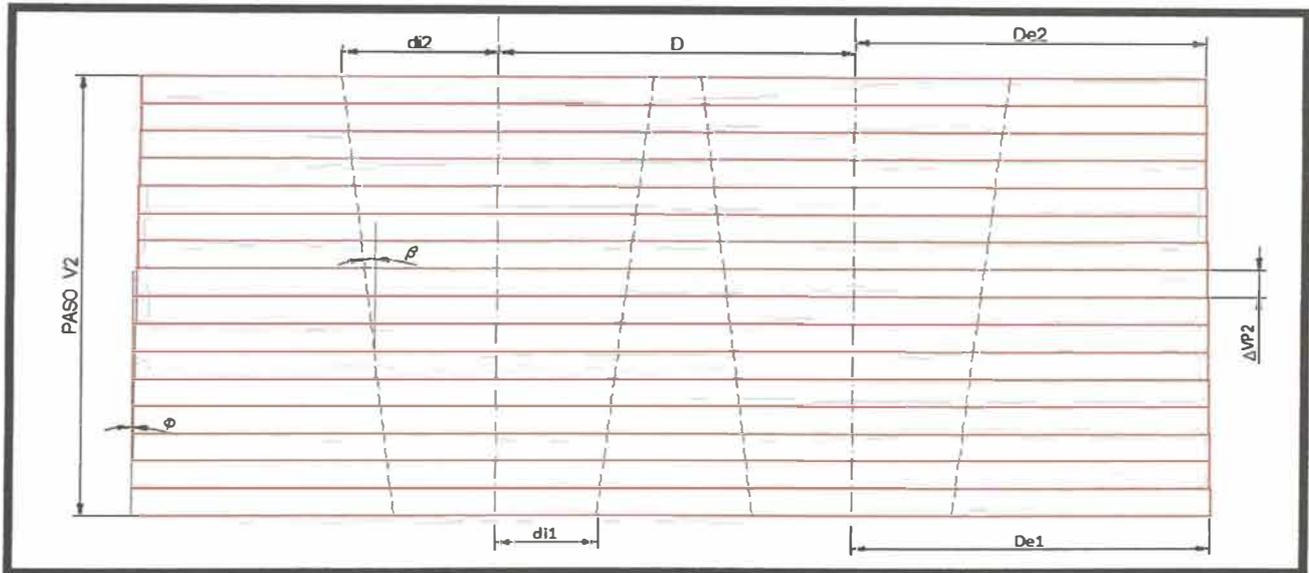
Para el cálculo de volumen del gradiente como se ve en la Figura 23.

$$\Delta V_{t,n} = A_{t,n} \times \Delta PV2 \quad (36)$$

Para poder hallar el volumen total de las secciones cónicas VOLUMEN 2 y 3 deberá sumar los volúmenes de gradiente y restar las zonas cónicas de los ejes internos de los tornillos helicoidales como se ve en la Figura 23.

**Figura 23**

*Esquema de suma de gradientes*



Se debe elegir la cantidad de gradientes volumétricos con la siguiente ecuación 37.

$$k = \frac{PV2}{\Delta PV2} \quad (37)$$

La constante "k" será la cantidad de secciones volumétricas las cuales hemos dividido el volumen total., para poder hallar la el volumen total debemos usar parámetros en relación a los valores iniciales, y las cantidades de divisiones que hemos hecho.

$$De1_n = De1 - n \times \Delta PV2 \times \tan \phi \quad (38)$$

Para el radio del cono truncado como este varía según el orden de los gradientes volumétricos "n" el cual comienza del 1 a hasta "k" como se ve en las ecuaciones 38 y 39.

$$di1_n = di1 + n \times \Delta PV2 \times \tan \beta \quad (39)$$

Para hallar el volumen cónico del gradiente que se debe restar al volumen total el cual se puede calcular usando la ecuación 40.

$$\Delta V_{c,n} = 2 \frac{\pi \times \Delta PV2}{3} [di1_n^2 + di1_{n+1}^2 + di1_n \times di1_{n+1}] \quad (40)$$

Se podrá calcular el volumen de del sector volumétrico "VOLUMEN 2 y 3" usando la siguiente sumatoria de la ecuación 41.

$$V2 = \sum_{n=0}^k [\Delta V_{t,n} - \Delta V_{c,n}] \quad (41)$$

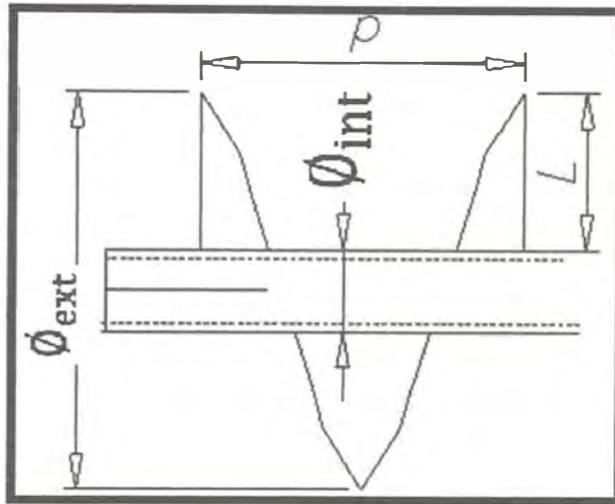
Usaremos un programa en SCILAB poder hacer los cálculos más rápidos y más precisos encontrando el valor de las secciones del VOLUMEN 2 y 3.

### **2.2.9. Volumen de hélice y volumen de la pasta de pescado**

Las hélices del tornillo helicoidal ocuparan volumen en cada sector volumétrico visto en la sección anterior por lo que, para hallar el volumen de pasta de pescado ocupado en cada sección, debemos restar estos volúmenes de las hélices a las secciones volumétricas para poder calcular los volúmenes de pasta de pescado en cada sección volumétrica (Cifuentes, 2002).

**Figura 24**

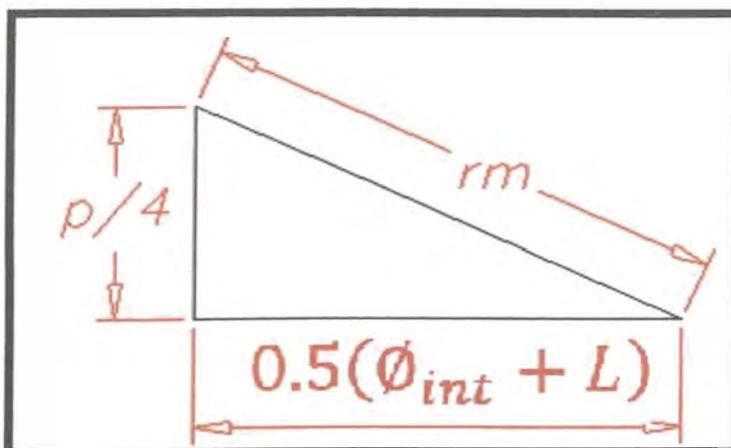
*Diagrama de engranaje helicoidal con vista de corte*



Para el cálculo de volumen de hélice se usan distintas variables como se ve en la Figura 24. se debe usar variables como el paso " $p$ ", diámetro interno del eje helicoidal " $\phi_{int}$ " y el diámetro del cilindro de presión " $\phi_{ext}$ ", para poder hallar el radio medio " $r_m$ " como se ve en la Figura 25.

**Figura 25**

*Diagrama para cálculo de radio medio*



El cálculo del radio medio estará determinado por la siguiente ecuación:

$$rm = \sqrt{[0.5x(\phi_{int} + L)]^2 + [0.25 x p]^2} \quad (42)$$

Para hallar la altura de la hélice se usará la ecuación 43.

$$L = \frac{\phi_{ext} - \phi_{int}}{2} \quad (43)$$

Para poder diseñar la hélice sobre una plancha de acero se debe dibujar un anillo de diámetro interno medio y externo medio para su corte con plasma u oxicorte como se ve en la Figura 26. Con las ecuaciones 42 y 43 se podrá calcular los diámetros medios internos y externos del anillo que se diseña sobre la plancha de acero para su corte.

Para hallar el diámetro medio externo de la hélice se usará la ecuación 44.

$$\phi m_{ext} = 2(rm + L/2) \quad (44)$$

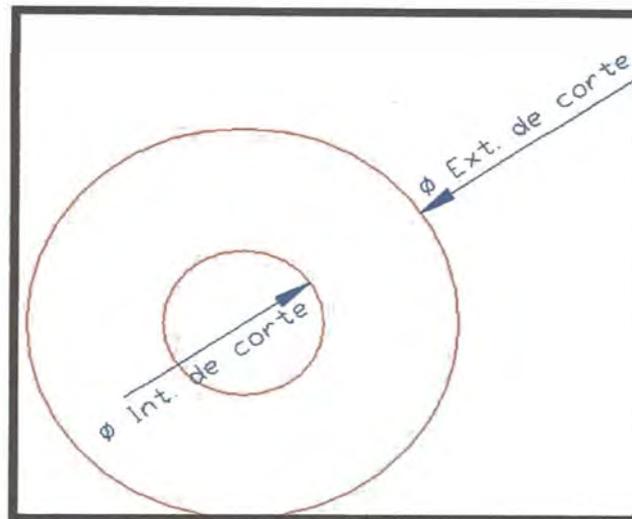
Para hallar el diámetro medio interno de la hélice se usará la ecuación 45.

$$\phi m_{int} = 2(rm - L/2) \quad (45)$$

Con los dos diámetros hallados con las ecuaciones 44 y 45 se podrá dibujar sobre una plancha un anillo como se ve en la Figura 26.

**Figura 26**

*Anillo de corte sobre plancha para generar la hélice*



Con el diseño de anillo se podrá calcular su área con la ecuación 46.

$$A_h = \pi \left[ \frac{\phi m_{ext}^2 - \phi m_{int}^2}{4} \right] \quad (46)$$

Una vez encontrada su área se podrá calcular su volumen de la hélice " $V_h$ " multiplicando el área superficial " $A_h$ " por el espesor de la plancha " $e_h$ " como se ve en la ecuación 47.

$$V_h = A_h \times e_h \quad (47)$$

Una vez obtenida el volumen de la hélice se podrá restar con el volumen de las distintas secciones volumétricas para poder hallar el volumen de la pasta de pescado como se ve en la ecuación 48.

$$V_{P,n} = V_{S,n} - 2V_{h,n} \quad (48)$$

$V_{P,n}$ : Volumen de la pasta de pescado en el paso "n", en  $m^3$ .

$V_{S,n}$ : Volumen de la sección a volumétrica en el paso "n", en  $m^3$ .

$V_{h,n}$ : Volumen de la sección a volumétrica de a hélice en el paso "n", en  $m^3$ .

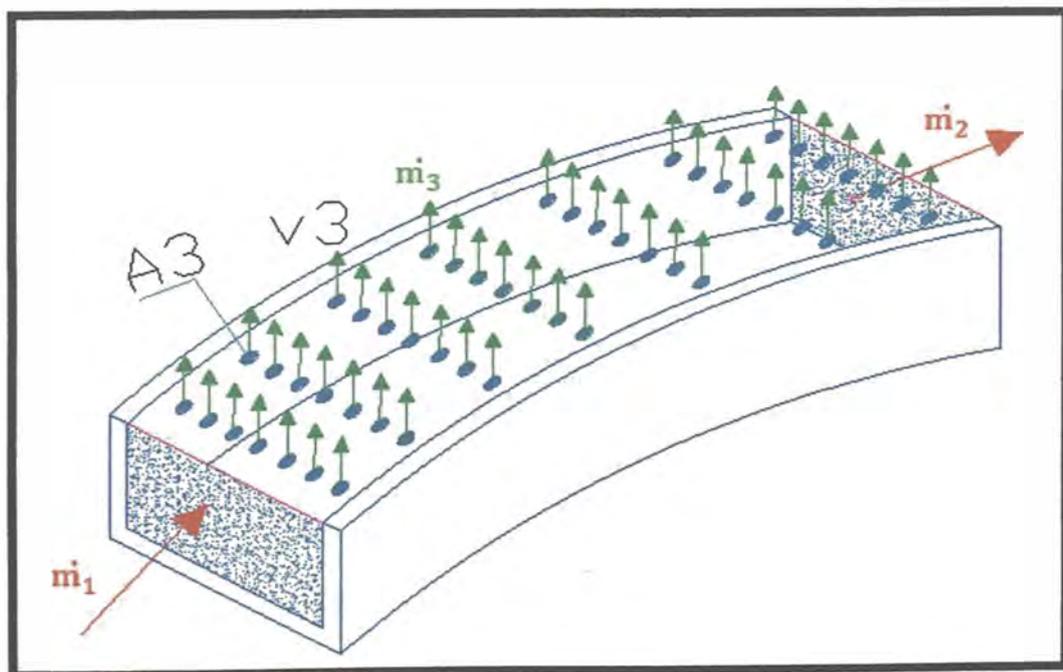
Dependiendo de la zona para hallar el valor del Volumen de la sección a volumétrica " $V_s$ " se usarán las ecuaciones 48, 47 y 46 para reemplazar su valor.

### 2.2.10. Mecánica de fluidos en la prensa

Se analiza el flujo de la pasta de pescado a través de las cavidades de los pasos de los tornillos helicoidales de la prensa, como se ve en la Figura 27. habrá un ingreso de flujo de masa de pasta de pescado con una salida de flujo de masa del licor de prensa y flujo de masa de pasta de pescado con otra densidad.

**Figura 27**

*Diagrama de flujo a través de los pasos del tornillo helicoidal*



La salida del licor de prensa a través de agujeros de la placa agujereada asumimos que saldrán a través de cada agujero con la misma velocidad y con misma densidad por ello podemos usar la ecuación 49.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + q \times \dot{m}_3 \quad (49)$$

$\dot{m}_1$ : flujo de masa de la pasta de pescado de entrada, en  $\text{kg/s}$ .

$\dot{m}_2$ : flujo de masa de la pasta de pescado de salida, en  $\text{kg/s}$ .

$\dot{m}_3$ : flujo de masa de salida del licor de prensa en un agujero, en  $\text{kg/s}$ .

$q$ : numero de agujeros en la malla agujereada.

Con la ecuación 49 podremos despejar el valor de la velocidad del chorro de salida del licor de prensa como se ven la ecuación 50.

$$v_3 = \frac{\dot{m}_3}{q \times \rho_3 \times A_3} \quad (50)$$

$\rho_3$ : Densidad del licor de prensa, en  $\text{kg/m}^3$ .

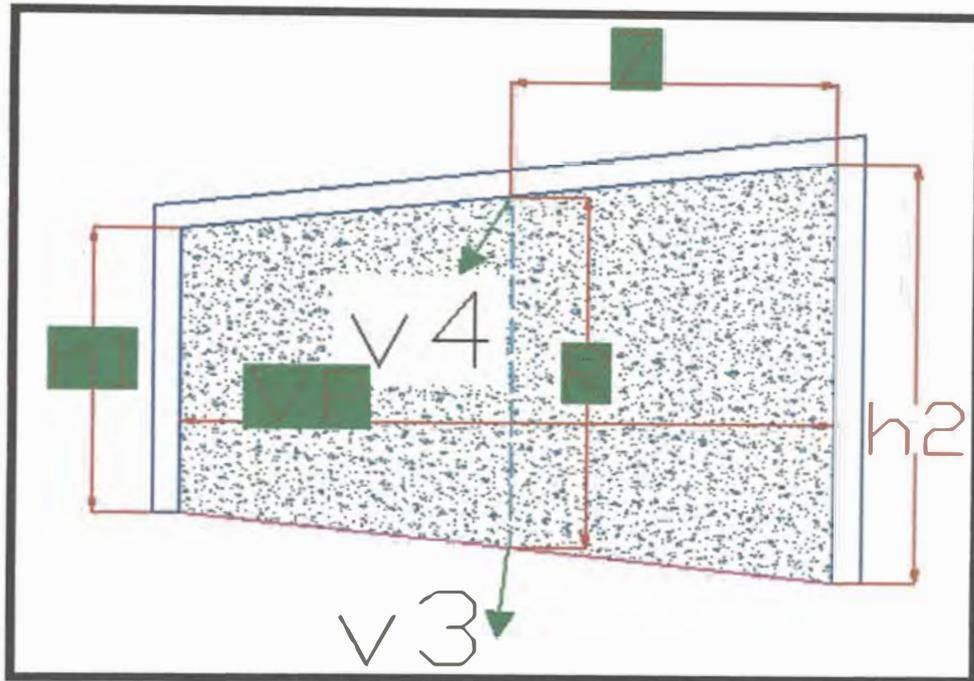
$v_3$ : Velocidad de salida del licor de prensa, en  $\text{m/s}$ .

$A_3$ : Área del agujero de salida del del licor de prensa, en  $\text{m}^2$ .

Se analiza la velocidad de salida del chorro del licor de prensa a través de la variación de las dimensiones de paso "2Z" y la variación de la altura media de la cavidad "R" al tener la variación en las dimensiones según el tiempo podremos obtener la velocidad en el punto medio "v4" de la cavidad como se ve en la Figura 28.

**Figura 28**

*Sección transversal de cavidad de pasos*



Para el cálculo de la altura media se usará la ecuación 51.

$$R = \frac{h1 + h2}{2} \quad (51)$$

R: Altura media en el paso, en m.

h1: Altura de la hélice en paso "n", en m.

h2: Altura de la hélice en paso "n+1", en m.

El paso medio de cavidad se puede calcular con la ecuación 52.

$$Z = \frac{PV}{2} \quad (52)$$

Z: Paso medio, en m.

PV: Paso de la cavidad, en m.

Una vez definidas los valores de la altura media y paso medio podemos calcular la velocidad media de la pasta con la ecuación 53.

$$\vec{v}_4 = \frac{d\vec{R}}{dt} + \frac{d\vec{Z}}{dt} \quad (53)$$

En la zona con eje interno recto la  $\frac{d\vec{R}}{dt} = 0$ , ya que esta permanece constante en toda la prensa. Por lo que la  $v_4$  podrá calcularse con la ecuación 54.

$$\left| \frac{d\vec{Z}}{dt} \right| = \left| \frac{w}{4\pi} [PV_n - PV_{n-1}] \right| \quad (54)$$

Para la zona del eje interno cónico la  $\frac{d\vec{R}}{dt} \neq 0$ , ya que en la zona cónica interna y cilindro de presión recto genera una variación de altura de la hélice.

$$\left| \frac{d\vec{R}}{dt} \right| = \left| -\frac{w}{4\pi} [PV_n x \tan \beta_n + PV_{n-1} x \tan \beta_{n-1}] \right| \quad (55)$$

Para la zona de eje interno cónico con cilindro de prensado cónico como se ve en la Figura 21, la velocidad de altura media de hélice estará determinada por la siguiente ecuación:

$$\left| \frac{d\vec{R}}{dt} \right| = \left| -\frac{w}{4\pi} [PV_n x (\tan \beta_n + \tan \phi_n) + PV_{n-1} x (\tan \beta_{n-1} + \tan \phi_{n-1})] \right| \quad (56)$$

Usando la ecuación de Bernoulli podremos hallar la presión interna de la pasta la cual generará una presión en las hélices y las placas agujereadas sobre todo en las placas inferiores.

$$P_4 = \frac{1}{2} [\rho_{LC} (v_3)^2 - \rho_{p,n} (v_4)^2] + \rho_{p,n} 9.81 x 2 x \left[ \frac{(De1 + De2)}{2} + es \right] \quad (57)$$

$\rho_{p,n}$ : Densidad de la pasta de pescado en un paso "n", en  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

$\rho_{LC}$ : Densidad del licor de prensa, en  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

$v_4$ : Velocidad de salida del licor de prensa, en  $m/s$ .

$P_4$ : Presión manométrica dentro del paso, en  $N/m^2$  o Pa.

$es$ : Espacio entre tornillo y cilindro prensado de  $1/2"$  o 0.0127 m. máximo espacio (WAMGROUP Communication Centre, 2002).

Para la zona de alimentación la presión interna sobre las mallas cambiará ya que este soportará la carga de la pasta de pescado en la tolva de descarga estará definida por la ecuación 58.

$$P_4 = \frac{1}{2} [\rho_{Lc} (v_3)^2 - \rho_{p,1} (v_4)^2] + \rho_{p,1} 9.81 x [De + es + h] \quad (58)$$

$h$ : Altura de la pasta de pescado en tolva, en m.

$P_4$ : Presión manométrica máxima dentro del paso, en  $N/m^2$  o Pa.

$es$ : Espacio entre tornillo y cilindro prensado de  $1/2"$  o 0.012.7 m máximo espacio (WAMGROUP Communication Centre, 2002).

$\rho_{p,1}$ : Densidad de la pasta de pescado en un paso "1", en  $kg/m^3$ .

### **2.2.11. Cálculo de diseño de agujeros de mallas y portamallas en prensa**

Para el cálculo de presión interna vista en la sección anterior se deben calcular el número de agujeros en las planchas de mallas y portamallas; para ello usaremos porcentajes libres para determinar el número de agujeros conociendo los diámetros de los agujeros de mallas.

Usaremos el área lateral del cilindro recto de presión para cada paso, lo hallaremos a través de la siguiente ecuación:

$$A_{LT} = 2[\pi - \theta]x(De + es)xPV \quad (59)$$

$A_{LT}$ : Área lateral en cilindro recto, en  $m^2$ .

$D_e$ : Radio en sección recta del cilindro recto, en m.

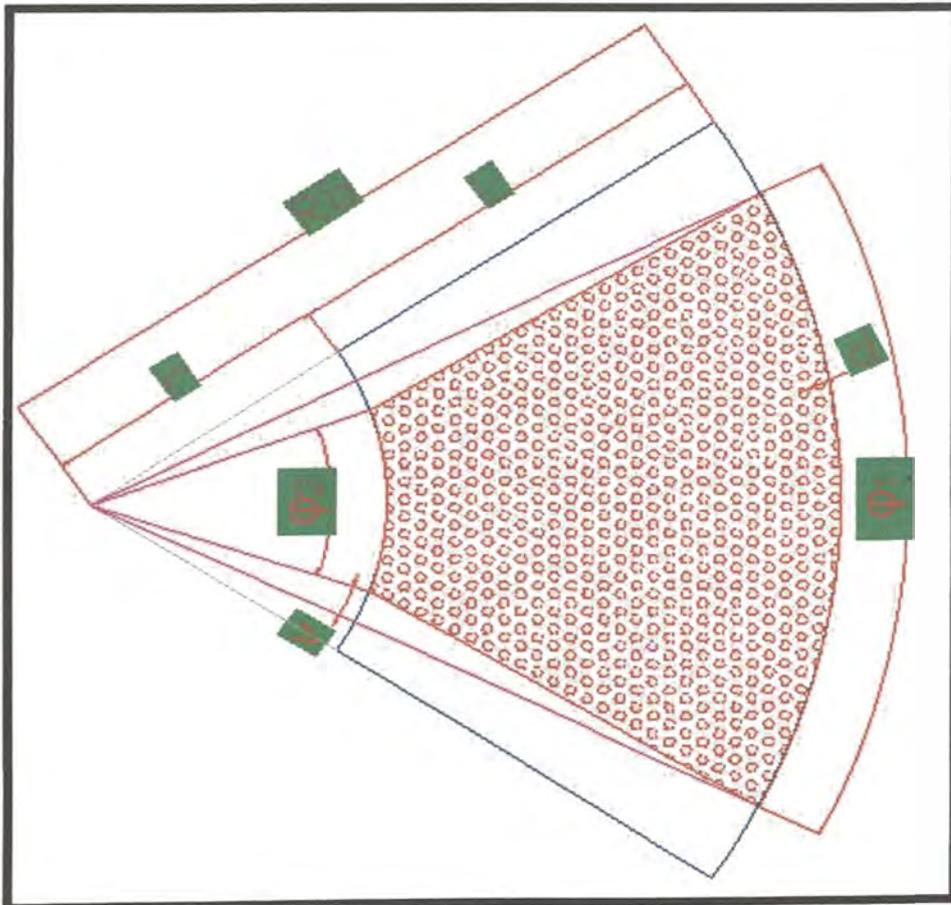
$e$ : Espacio entre tornillo y cilindro prensado de  $\frac{1}{2}$  pulgada o 0.0127 m.

$PV$ : Paso en sección recta, en m.

Para el cálculo en la zona de cilindro de prensado con forma cónica en el rediseño de la prensa; el área lateral para ello se desdoblará el tronco cónico para poder determinar el área de revolución cuando dos troncos cónicos se interceptan como se vio en la Figura 23. El área lateral de una sección de cono se desdoblará como se ve en la Figura 29.

**Figura 29**

*Área de malla de sección cónica*



Hallamos la generatriz con la siguiente formula:

$$L = \sqrt{((De1 + es) - (De2 + es))^2 + PV^2} \quad (60)$$

L: Longitud de la generatriz, en m.

De1: Radio mayor del tronco cónico, en m.

De2: Radio menor del tronco cónico, en m.

es: Espacio entre tornillo y cilindro prensado de ½ pulgada o 0.0127 m.

PV: Paso en sección recta, en m.

El radio "Ro" es el radio del área de sección de circular de la revolución del tronco de cono como se vio en la Figura 29.

$$Ro = L x \left[ 1 + \frac{1}{\frac{De1 + es}{De2 + es} - 1} \right] \quad (61)$$

Ro: Radio mayor de sección de área circular

El radio menor "r" se la sección de área circular de la revolución de área del tronco de cono.

$$r = \frac{L}{\left[ \frac{De1 + es}{De2 + es} - 1 \right]} \quad (62)$$

r: Radio menor de sección de área circular

El ángulo mayor "φ<sub>1</sub>" de la sección de área circular de la revolución de área del tronco de cono.

$$\varphi_1 = 2(\pi - \theta_1) \left[ \frac{De1 + es}{Ro} \right] \quad (63)$$

φ<sub>1</sub>: Ángulo en arco mayor, en rad.

θ<sub>1</sub>: Ángulo de intersección en arco mayor con radio "De1", en rad.

El ángulo menor “ $\varphi_2$ ” de la sección de área circular de la revolución de área del tronco de cono.

$$\varphi_2 = 2(\pi - \theta_2) \left[ \frac{De2 + es}{r} \right] \quad (64)$$

$\varphi_2$ : Ángulo en arco menor, en radianes.

$\theta_2$ : Ángulo de intersección en arco mayor con radio “De2”, en radianes.

El ángulo entre arcos “ $v$ ” de la sección de área circular de la revolución de área del tronco de cono.

$$v = \frac{\varphi_1}{2} - \frac{\varphi_2}{2} \quad (65)$$

$v$ : Ángulo entre en los arcos, en radianes.

El área lateral de los conos truncos en cada lado de la prensa rediseñada se podrá calcular usando:

$$A_{LT} = \varphi_1 x Ro^2 - \varphi_2 x r^2 - 2Ro x r \sin v \quad (66)$$

$A_{LT}$ : Área lateral en conos truncados en cada lado de la prensa en  $m^2$

Para el cálculo de cantidad de agujeros usaremos la siguiente formula:

$$na = \%ZL x \frac{4A_{LT}}{\pi d^2} \quad (67)$$

$na$ : numero de agujeros en cada paso

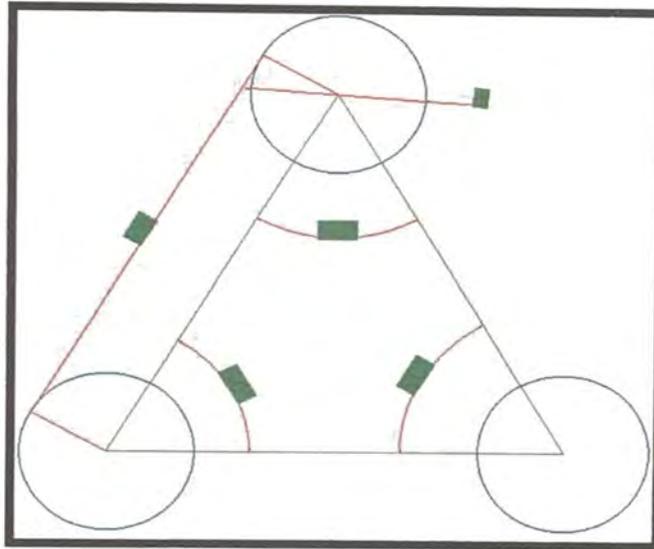
$\%ZL$  : Porcentaje de área libre en las mallas y portamallas.

$d$ : Diámetro de los agujeros en mallas y portamallas, en m.

Para el diseño de las mallas se debe conocer el porcentaje de área libre, el tamaño del diámetro de los agujeros y la distancia entre agujeros desde los centros como se ve en la Figura 30.

**Figura 30**

*Diseño de agujeros en mallas y portamallas*



La longitud entre centro de agujeros se calcula con la ecuación:

$$La = d \sqrt{\frac{\pi}{2\sqrt{3} \times \%ZL}} \quad (68)$$

La: Distancia entre el centro de cada agujero, en m.

%ZL : Porcentaje de área libre en las mallas y portamallas.

d: Diámetro de los agujeros en mallas y portamallas, en m.

### **2.2.12. Cálculo de potencia de zona de prensado**

Para el cálculo de potencia de maquina debemos tener en cuenta que la potencia necesaria para poder mover los tornillos helicoidales, desde el motor eléctrico a través de una caja de engranajes, por lo que el hecho de solo de generar movimiento giratorio en la caja de engranajes significa un consumo de energía por lo que la potencia total debe incluir la potencia generada en la caja de engranajes (Beer, Cornwell y Johnston, 2019).

Para hallar la potencia necesaria para generar la rotación en la zona de prensado está determinada por la ecuación 69.

$$P_{ZP} = \frac{I_h \omega^2}{\Delta t} + \frac{I_p \omega^2}{\Delta t} + Q \frac{\sum_{n=1}^p m_{p,n} \cdot V_{r,n}^2}{\Delta t} + P_{Fr} \quad (69)$$

$P_{ZP}$ : Potencia de la zona de prensado de la máquina, en W.

$I_h$ : Momento de inercia del tornillo helicoidal, en  $m^2 \cdot kg$ .

$I_p$ : Momento de inercia de la pasta de pescado, en  $m^2 \cdot kg$ .

$P_{Fr}$ : Potencia generada por la fricción, en W.

$m_{p,n}$ : Masa de la pasta en cada paso, en kg.

$\omega$ : Velocidad angular, en  $rad/s$ .

$V_{r,n}$ : Velocidad longitudinal de la pasta a través del tornillo en cada paso  
m/s.

$n$ : Número de pasos.

Para la potencia generada por la fricción está determinado por la siguiente ecuación:

$$P_{Fr} = P_{Fr1} + P_{Fr2} + P_{Fr3} + P_{Fr4} + P_{Fr5} \quad (70)$$

$P_{Fr1}$ : Potencia por la fricción sobre el eje interno en movimiento longitudinal, en W.

$P_{Fr2}$ : Potencia por la fricción sobre cilindro de prensado en movimiento longitudinal, en W.

$P_{Fr3}$ : Potencia por la fricción sobre cilindro de prensado en movimiento circular, en W.

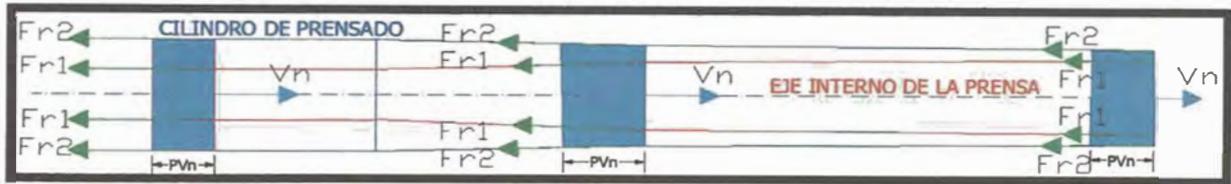
$P_{Fr4}$ : Potencia por la fricción sobre eje interno en movimiento circular, en W.

$P_{Fr5}$ : Potencia generada por la fricción sobre las caras de las hélices, en W.

Se deben considerar los movimientos de traslación y rotación de la pasta a través de los tornillos helicoidales. Como se ve en la Figura 31, la pasta de pescado se mueve de manera longitudinal por lo que este movimiento generará una potencia por la fuerza de fricción sobre su eje interno y su cilindro de prensado.

**Figura 31**

*Fuerza de rozamiento sobre el eje interno y cilindro de prensado en movimiento longitudinal o traslación*



Para el cálculo de potencia generado por la “Fr2” esta definida por la ecuación:

$$P_{Fr2} = \sum_{n=1}^{22} \frac{\mu \times P4_n \times A_{LTn} \times W \times PV_n}{\pi} \tag{71}$$

$A_{LTn}$ : Área lateral del cilindro de prensado en cada paso, en m<sup>2</sup>.

$PV_n$ : Tamaño de cada paso, en m.

$P4_n$ : Presión interna máxima en cada paso, en Pa.

$W$ : Velocidad, en rad/s.

$\mu$  : Coeficiente de rozamiento cinético de 0.8.

El área lateral del cilindro de prensado cambiará dependiendo de la zona de la prensa que se encuentre, ya que será como área lateral de un cilindro o de un cono trunco.

Para el cálculo de potencia generado por la “Fr1” esta definida por la ecuación:

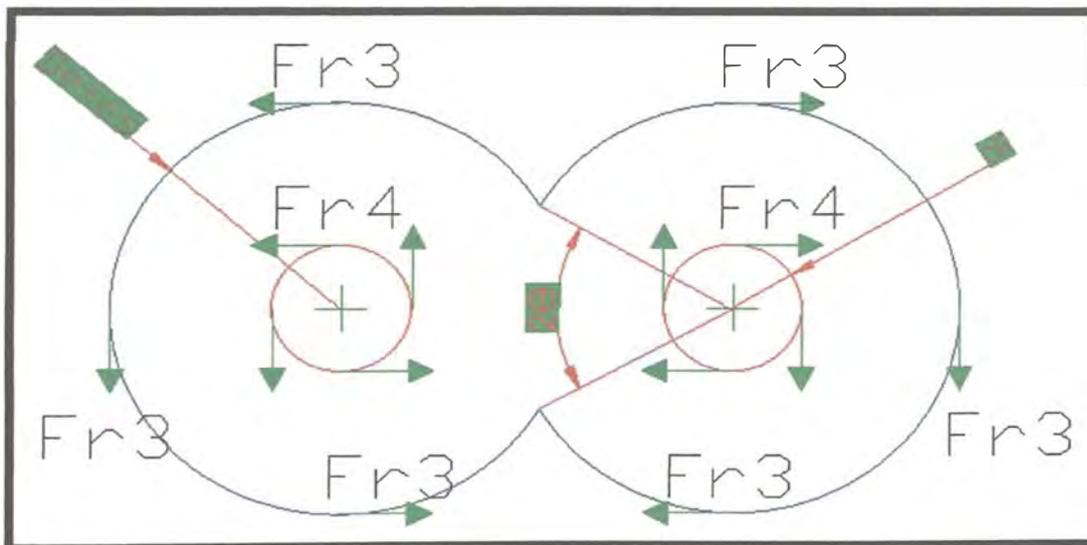
$$P_{Fr1} = \sum_{n=1}^{22} \frac{\mu \times P4_n \times A_{Li_n} \times W \times PV_n}{\pi} \quad (72)$$

$A_{Li_n}$ : Área lateral del eje interno por cada paso, en m<sup>2</sup>.

Para poder hallar la potencia por la fricción generada por la rotación de la pasta en el cilindro de prensa y el eje interno. Se ha tomado un coeficiente de rozamiento de valor de 0.8, ya que este es un promedio de los valores experimentales máximos obtenidos según Chambi (1994).

### Figura 32

*Fuerza de rozamiento sobre el eje interno y cilindro de prensado en movimiento rotación*



Para el cálculo de potencia generado por la "Fr3" en la zona recta desde el paso 1 al 5 está definida por la ecuación:

$$P_{Fr3} = \sum_{n=1}^5 2\mu \times P4_n \times A_{LT_n} \times W \times (De + es) \quad (73)$$

$A_{LT}$ : Área lateral en conos truncados en cada lado de la prensa, en m<sup>2</sup>.

Para el cálculo de potencia generado por la "Fr3" en las zonas cónicas desde el paso 6 al 22 está definida por la ecuación:

$$P_{Fr3} = \sum_{n=6}^{22} 2\mu \times P4_n \times A_{LT_n} \times W \times (0.5De1 + 0.5De2 + es) \quad (74)$$

Para el cálculo de potencia generado por la “Fr4” en la zona recta desde el paso 1 al 5 está definida por la ecuación:

$$P_{Fr4} = \sum_{n=1}^5 2\mu \times P4_n \times A_{Li_n} \times W \times di \quad (75)$$

$A_{Li_n}$ : Área lateral del eje interno por cada paso, en m<sup>2</sup>.

Para el cálculo de potencia generado por “Fr4” en las zonas cónicas desde el paso 6 al 22 está definida por la ecuación:

$$P_{Fr4} = \sum_{n=6}^{22} 2\mu \times P4_n \times A_{Li_n} \times W \times PV_n \times (0.5di1 + 0.5di2) \quad (76)$$

Para el cálculo de la potencia generado por la fricción sobre las hélices por las cuales pasa la pasta de pescado por ambas caras como se muestra en la Figura 33.

Para el cálculo de potencia generado por “Fr5” en las zonas cónicas desde el paso 6 al 22 está definida por la ecuación:

$$P_{Fr4} = \sum_{n=6}^{22} 4\mu \times P4_n \times A_{h_n} \times W \times (Rh) \quad (77)$$

$A_{h_n}$  : Área del anillo de la hélice por cada paso, en m<sup>2</sup>.

Rh: Radio medio para cálculo de velocidad de la pasta sobre hélice

El radio medio desde el paso 1 al 5 está definido por:

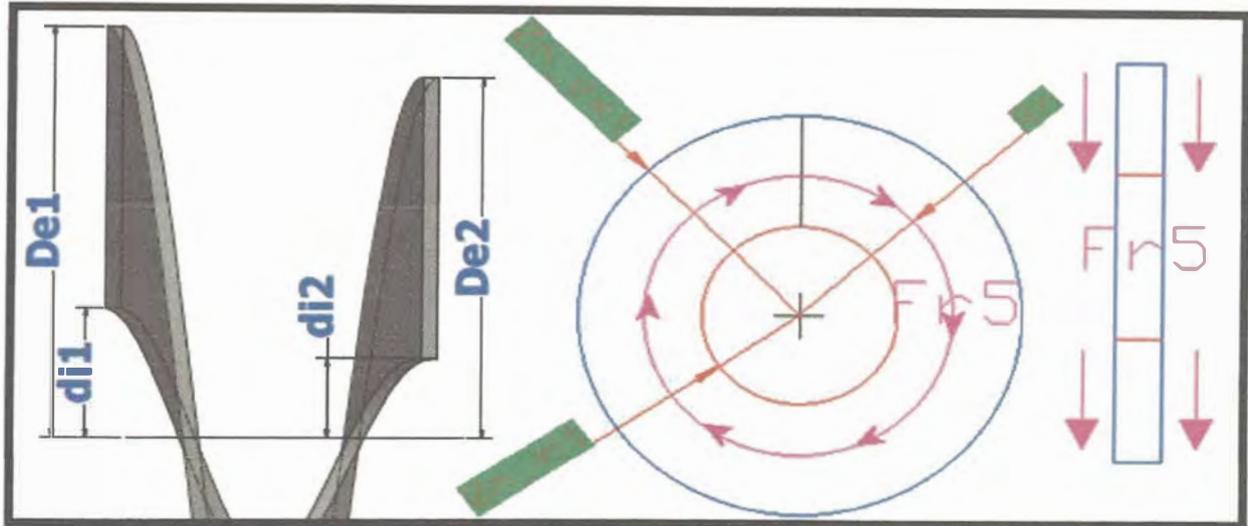
$$Rh = \frac{De + di}{2} \quad (78)$$

El radio medio desde el paso 6 al 22 está definido por:

$$Rh = \frac{De1 + De2 + di1 + di2}{4} \quad (79)$$

**Figura 33**

*Fuerza de rozamiento sobre hélice en movimiento de rotación*



Con todos estos valores se podrá hallar la potencia necesaria para trasladar la pasta y generar movimiento giratorio en los tornillos helicoidales en la zona de prensado (León, 2016).

Para la potencia generada por en la zona de prensado está determinado por la siguiente ecuación:

$$P_{ZP} = 2 Wx T_h \quad (80)$$

$T_h$  : Torque de giro de cada tornillo helicoidal, en N.m.

De esta manera podemos determinar el valor del torque en cada tornillo proveniente de la caja de engranaje que transmite la potencia desde el motor eléctrico hasta la prensa de pescado. De esta manera haremos el análisis de potencia, pudiendo elegir el motor eléctrico necesario para mantener operativa la prensa.

### 2.2.13. Elementos de máquinas en la transmisión de potencia

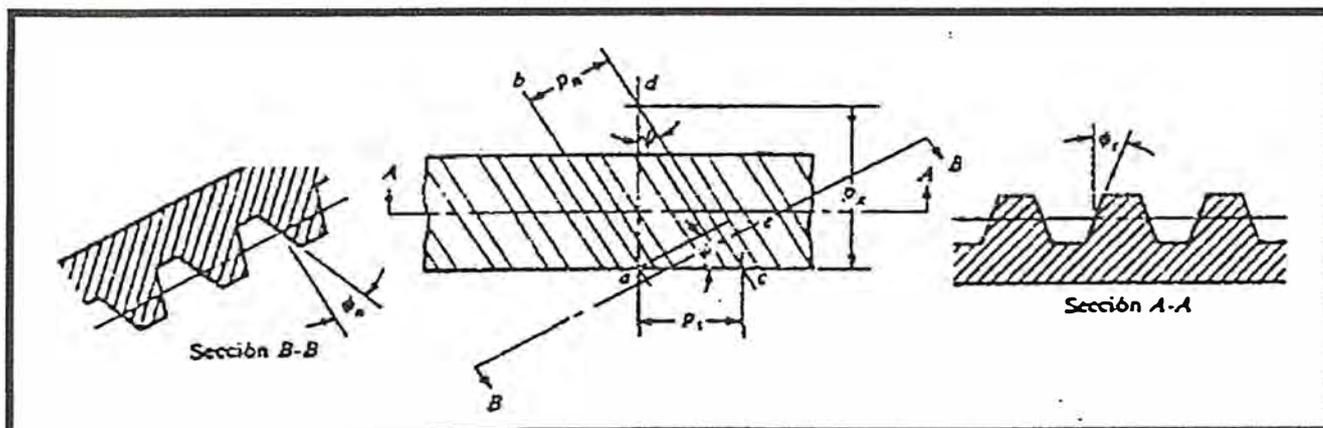
Con la teoría de elementos de máquinas servirán para el análisis de la transmisión de potencia desde el motor eléctrico hasta los tornillos helicoidales.

#### 2.2.13.1. Teoría de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales

En la caja de engranajes que transmiten la potencia, el torque, y la velocidad de giro RPM, se analizarán las dimensiones de los engranajes.

Figura 34

Diagrama de engranaje helicoidal con vista de corte



Nota: Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas II*, (p.18), por Dr. Ing. Fortunato Alva Dávila, 2011.

De la figura 34 tomamos los siguientes datos:

$\Psi$ : Ángulo de la hélice.

D: Diámetro del círculo de paso.

$Z_p$ : Numero de dientes del piñón.

$Z_g$ : Numero de dientes del engranaje.

$\phi_t$ : Ángulo de presión en el plano transversal.

$\phi_n$ : Ángulo de presión en el plano normal.

Paso de diámetro transversal:  $P_{dt} = Z/D$ .

Paso diámetro normal:  $P_{dn} = P_{dt}/\cos \psi$ .

Módulo en el plano transversal:  $m_t = D/Z$

Módulo en el plano normal:  $m_n = m_t \cdot \cos \psi$

Paso circular transversal  $P_{ct} = \frac{\pi D}{Z} = \frac{\pi}{P_{dt}}$ ;  $P_{ct} = \pi \cdot m_t$

Paso circular normal:  $P_{cn} = P_{ct} \cdot \cos \psi = \frac{\pi}{P_{dn}}$

Distancia entre centros:  $C = \frac{D_P + D_G}{2} = \frac{Z_P + Z_G}{2P_{dt}}$ ;  $C = \frac{m_t(Z_P + Z_G)}{2}$

Relación de transmisión:  $m_g = \frac{D_g}{D_p} = \frac{Z_g}{Z_p} = \frac{n_p}{n_g}$

Diámetro del círculo de base:  $d = D \cdot \cos \phi_t$

Ancho mínimo del flanco del diente:  $F_{min} = \frac{2\pi \cdot m}{\sin \psi}$

La relación entre los ángulos de presión transversal y normal:

$$\tan \phi_t = \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \quad (81)$$

Entre los datos para colocar el ángulo de la hélice se eligen los siguientes valores:

El valor de la carga radial será:  $W_r = W_t \tan \phi_t = W_t \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi}$

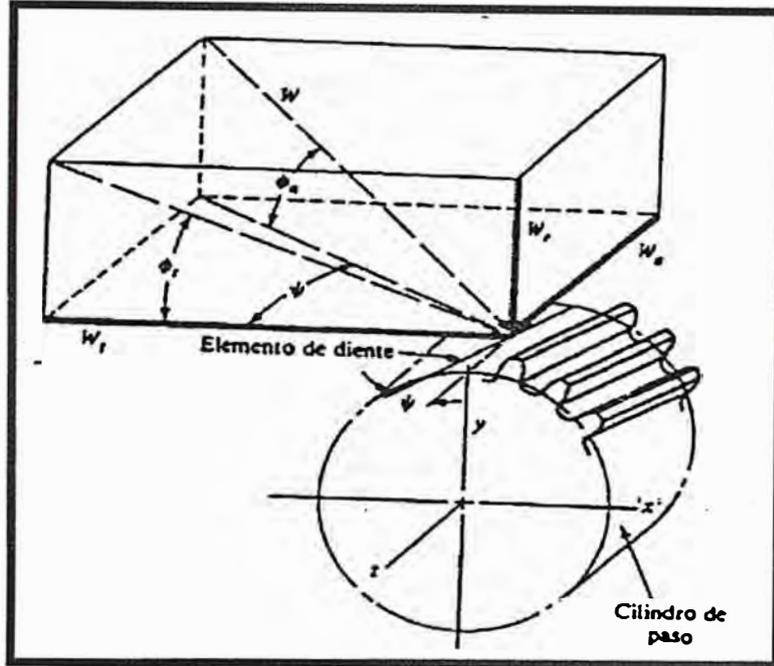
$W_t$ : Carga tangencial.

El valor de la carga axial es:

$$W_a = W_t \tan \Psi \quad (82)$$

**Figura 35**

*Diagramas de carga axial y tangencial en engranajes helicoidales*



*Nota: Adaptado de Diseño de Elementos de Máquinas II, (p.20), por Dr. Ing. Fortunato Alva Dávila, 2011.*

Para el cálculo de resistencia a la fatiga por flexión recomendado por AGMA (American Gear Manufacturers Association) está dado por las siguientes ecuaciones:

Para hallar la potencia máxima por fatiga que se podrá transmitir los dientes de los engranajes, por la ecuación<sup>5</sup>:

$$P_e = 6.98 \times 10^{-7} \times 9.806 \times \left( \frac{D_p \cdot n_p \cdot S_{at} \cdot m \cdot F \cdot J \cdot K_L \cdot K_V}{K_S \cdot K_m \cdot K_T \cdot K_R \cdot K_O \cdot K_B} \right) \quad (83)$$

$K_V$ : Factor dinámico.

$m$ : Módulo en el plano transversal mm/diente.

<sup>5</sup> Para la ecuación 83 los valores de los factores se eligen usando las figuras y tablas del libro de "Diseño de Elementos de Máquinas II" desde la página 45 al 64.

F: Ancho del diente, en mm.

$K_s$ : Factor de tamaño.

$K_m$ : Factor de distribución de carga.

$K_B$ : Factor de espesor de arco.

J: Factor geométrico.

$S_{at}$ : Esfuerzo admisible del material, en MPa.

$K_L$ : Factor de vida.

$K_T$ : Factor de temperatura.

$K_R$ : Factor de seguridad.

$P_e$ : Potencia que podrá transmitir, en CV.

$n_p$ : Número de RPM del piñón.

$D_p$ : Diámetro de paso del pistón, en mm.

Se puede calcular la potencia máxima que se podrá transmitir por la expresión:

$$P_s = 6.98 \times 9.806 \times 10^{-7} \times \left( \frac{n_p \cdot F \cdot C_V \cdot I}{C_O \cdot C_S \cdot C_m \cdot C_f} \right) \left( \frac{S_{ac} \cdot D_p \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R \cdot C_p} \right)^2 \quad (84)$$

$C_p$ : Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material.

$C_o$ : Factor de sobrecarga.

$C_s$ : Factor de tamaño.

F: ancho del diente, en mm.

$C_m$ : Factor de distribución de carga.

$C_f$ : Factor de condición superficial.

I: Factor geométrico.

$S_{ac}$ : Esfuerzo admisible de contacto, en MPa.

$C_L$ : Factor de vida.

$C_H$ : Factor de relación de dureza.

$C_T$ : Factor de temperatura.

$C_R$ : Factor de seguridad.

$n_p$ : Número de RPM del piñón.

$P_s$ : Potencia que podrá transmitir, en CV.

Con estas expresiones sabremos si es posible usar los engranajes elegidos para transmitir la potencia desde el motor eléctrico hasta los tornillos helicoidales.

Para el cálculo de factor geométrico "I"

$$I = \frac{Z_g}{(Z_g + Z_p)} (K_g + K_p) \quad (85)$$

$K_p$ : Factor del piñón que depende del tipo de perfil, número de diente, ángulo de la hélice.

$K_g$ : Factor del engranaje que depende del tipo de perfil, número de diente, ángulo de la hélice.

---

<sup>6</sup> Para la ecuación 84 los valores de los factores se eligen usando las figuras y tablas del libro de "Diseño de Elementos de Máquinas II" desde la página 45 al 64.

### 2.2.13.2. Teoría de poleas

Para el procedimiento de cálculo se toma variables como potencia de diseño la cual se define como:

$$P_d = P_m \times f.s. \quad (86)$$

$P_d$ : Potencia de diseño, en HP, en kw o CV.

$P_m$ : Potencia de motor eléctrico, en HP, kw o CV.

f.s.: Factor de servicio.

La longitud estándar de la faja en V.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (87)$$

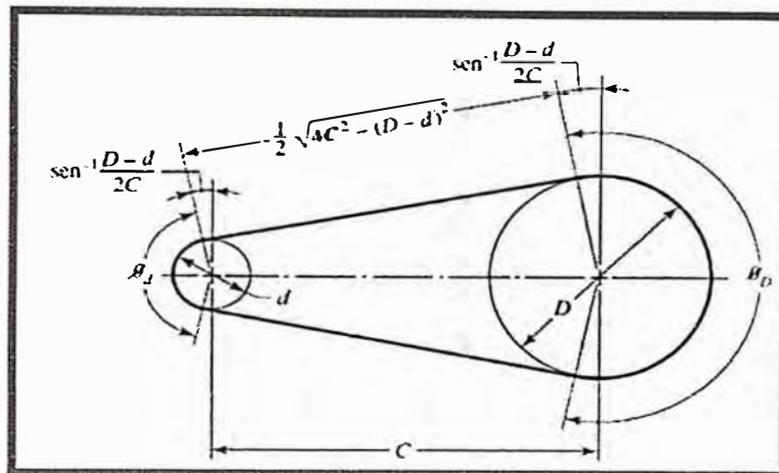
$D$ : Diámetro de paso de la polea mayor.

$d$ : Diámetro de paso de la polea menor.

$C$ : Distancia entre centro de poleas se recomienda  $4D \leq C \leq 6D$ .

Figura 36

Diagramas de poleas y fajas



Nota: Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, (p.849), por Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, 2011.

La relación de transmisión se calculará dividiendo las RPM del eje más rápido entre las RPM del eje de menor velocidad, está definido por:

$$n_p = \frac{RPM_m}{RPM_e} = \frac{D}{d} \quad (88)$$

$n_p$ : Relación de transmisión entre poleas.

$RPM_m$ : Revoluciones por minuto de mayor velocidad.

$RPM_e$ : Revoluciones por minuto de menor velocidad.

Para hallar el número de fajas necesarias la potencia por faja se usarán tablas<sup>7</sup>.

$$HP_{FAJA} = [(HP_{FAJA})_{tabla} + HP_{adicional}] K_\theta K_L \quad (89)$$

$HP_{FAJA}$ : Potencia de cada faja, en HP.

$K_\theta$ : Factor de corrección por ángulo de contacto.

<sup>7</sup> Para la ecuación 84 los valores de los factores se eligen usando las tablas del libro de "Diseño de Elementos de Máquinas I" desde la pagina 76 al 87.

$K_L$ : Factor de corrección por longitud de faja.

$$N_{fajas} = \frac{P_d}{HP_{FAJA}} \quad (90)$$

#### 2.2.14. Ejes en la transmisión de potencia

La teoría de eje se dará para la parte de transmisión de potencia en la caja de engranajes ya que esta está constituida por varios ejes de transmisión conectados a través de engranajes cónicos con diferentes velocidades de giro.

Formula de la Norma ASME para el cálculo de ejes:

$$S_{sd} = \frac{16 \times 9.806}{\pi d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[ K_m M + \frac{\alpha F d_i (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_t \cdot T)^2} \quad (91)$$

Siendo:

$S_{sd}$ : Esfuerzo permisible a corte, en MPa.

$K$ : Relación de  $d_i/d_o$ .

$\alpha$ : Factor de carga axial.

$K_m$ : Factor de carga de momento flector.

$K_t$ : Factor de carga de torsión.

$M$ : Momento Flector.

$T$ : Momento Torsor.

$d_i$ : Diámetro interior del eje.

$d_o$ : Diámetro exterior del eje.

$F$ : Carga axial.

Para calcular el esfuerzo permisible  $S_{sd}$ , se recomienda usar el menor valor de las siguientes operaciones:

$$S_{sd} = 0.3S_y \quad \text{ó} \quad S_{sd} = 0.18S_u$$

Siendo:

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia del eje.

$S_u$ : Esfuerzo de rotura.

Si en el eje existe canal chavetero o rosca, al valor del esfuerzo permisible se multiplica por 0.75.

## Capítulo III. Desarrollo del trabajo de investigación

### 3.1. Descripción de las partes de la prensa de pescado

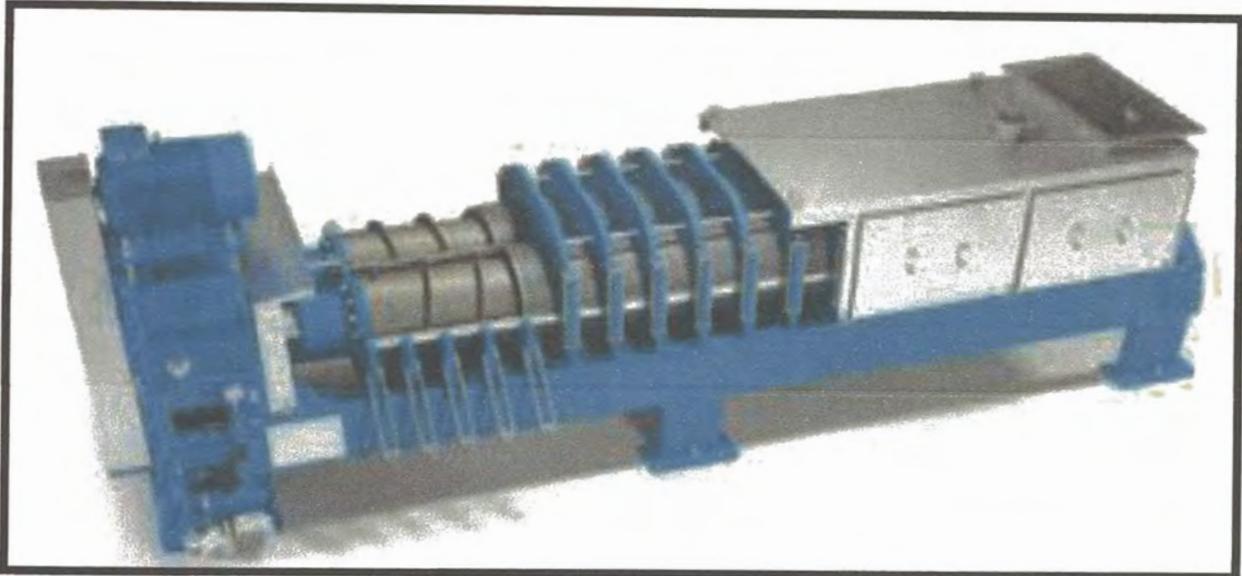
La prensa de doble tornillo asegura la eficiente deshidratación mecánica o reducción de humedad de la pasta, así como la reducción de contenido de aceite y grasa mediante el prensado de la pasta de pescado, con lo cual podemos mejorar el proceso y aumentamos el potencial de ahorro de energía en procesos secundarios de secado (Ministerio de Energía y Minas, 2016).

La prensa de doble tornillo es una prensa cónica truncada. Una de las ventajas del tipo cónico es que los tornillos helicoidales llegan hasta casi rozar el otro tornillo, que se encuentra en paralelo, produciendo así el mínimo desfase y una torta más uniforme.

La operación de la prensa de doble tornillo es fácil de controlar. El diseño cerrado asegura una desodorización efectiva como se puede ver en la figura 37. La combinación del control eléctrico con instrumentación garantiza la salvaguarda automática contra sobrecarga. La velocidad variable de los tornillos mantiene la flexibilidad necesaria para procesar pasta de pescado a diferentes capacidades. Los tornillos helicoidales pueden producirse con los extremos en acero inoxidable o con acero al carbono forrado con planchas de acero inoxidable de espesor delgado para prolongar el tiempo de funcionamiento entre mantenimientos y evitar la contaminación por oxidación del acero.

## Figura 37

Vista de prensa de doble tornillo helicoidal o husillo (Haarslev Industries)



Nota: Adaptado de *Prensa de Doble tornillo*, por HAARSLEV Processing Technology, 2022, (<https://es.haarslev.com/products/twin-screw-press/>).

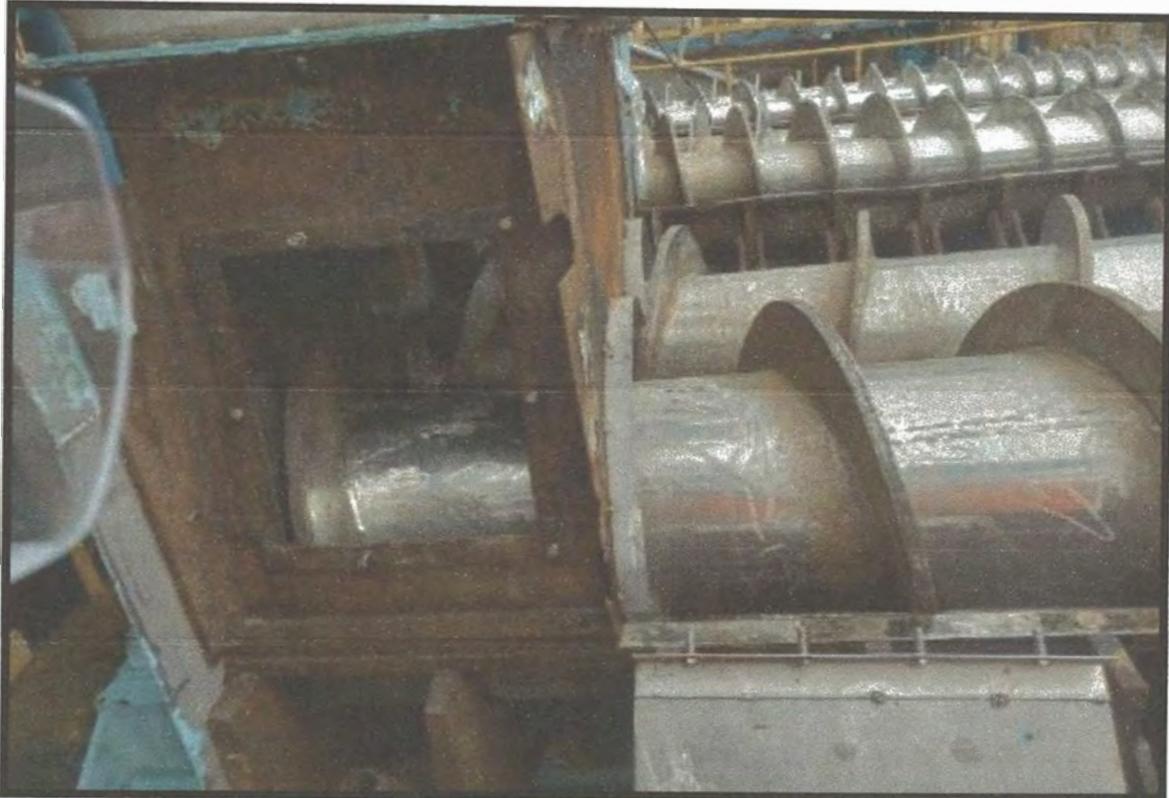
### 3.1.1. Descripción de los tornillos helicoidales

La prensa consiste de dos tornillos helicoidales interconectados de una caja de drenaje y encerrados por una cubierta en forma general. La geometría de los tornillos puede ser cilíndricas o bicónicas dependiente de la función requerida y el tipo de material a procesar. En nuestro caso serán cónicas para el procesamiento de anchoveta.

. En el otro extremo los tornillos helicoidales se acoplan con los ejes del reductor de potencia. La zona de alimentación de la prensa se da en el primer paso de la prensa desde la tolva de descarga, con las dimensiones de la zona del primer paso se podrá calcular la capacidad de la prensa en  $\text{tm/h}$  esto se puede ver en la Figura 38.

### Figura 38

*Entrada de pasta de pescado en la zona de alimentación de la prensa*



La prensa contiene dos tornillos helicoidales en paralelo, los cuales están juntos a cierta distancia para un mejor avance y prensado de la pasta. Estos tornillos son la parte más esencial de la prensa, ya que gracias a su geometría se logra reducir el volumen de pasta, lo que a su vez genera una reducción de la masa de agua de la pasta, lo que produce una disminución de la humedad de la pasta prensada, como se ve en la Figura 39. (American Gear Manufacturer Asociación, 2018).

**Figura 39**

*Vista de tonillos helicoidales en paralelo*



Uno de las principales averías de la prensa se genera en las hélices de los tornillos helicoidales, ya que por factores de cargas, presión interna y aumento de temperatura generará deflexión en el tornillo helicoidal, haciendo que las hélices del tornillo choquen con el cilindro de prensado, deformándolo y desgarrando las mallas y portamallas, como se ve la Figura 47. Otra grave avería que suele presentarse en el tornillo helicoidal se da por la rotura del eje interno causado por la torsión del eje, que proviene desde la cajas de transmisión. La rotura suele darse por la misma razón que la deformación que se da en las hélices. Al pegarse tanto a las helices con el cilindro eleva aún mas la temperatura del tornillo y aumenta las deformaciones por ditalacion, y el rozamiento de las hélices con el cilindro se vuelve tan grande que logra detener tornillo helicoidal, causando un efecto de torsión en todo el tornillo helicoidal y el torque generado por la transmisión de potencia llevará al eje interno del tonrillo hasta su límite de rotura, como se ve en la Figura 40.

## Figura 40

*Rotura por torsión de eje de tornillo helicoidal (Izquierda), Vista de salida de la pasta (Derecha)*



Uno de los objetivos de nuestra tesis es reducir las averías ocasionadas por las deformaciones del tornillo helicoidal, usando un nuevo diseño que disminuya estas deformaciones a través de la disminución de deflexiones sobre el tornillo helicoidal, aumentando el momento de flector del tornillo helicoidal.

Finalmente, una vez que la pasta de pescado haya sido a través de la prensa esta pasta prensada saldrá con una humedad más baja; al 50%, como se en la Figura 40. Los tornillos helicoidales se unen a la caja de transmisión a través de un acople que va unida al tornillo a través de pernos los cuales transmitirán el torque y la velocidad de giro a los tornillos helicoidales. Se ha tomado datos de las dimensiones de los tornillos helicoidales que se encontraban en planta y fueron desarmados para su revisión con estos datos podremos hacer los cálculos correspondientes para su rediseño. Ver en los Anexos 2 y 3.

### 3.1.2. Descripción del bastidor

El bastidor de la prensa que soporte todas las partes esenciales normalmente se fabrica en acero al carbono y se apoya en 2 o 4 patas, dependiendo del tamaño y del tipo de la prensa. El reductor está atornillado al bastidor en el extremo de la salida de la prensa. El bastidor tendrá la función de soportar todo el peso de la zona de prensado, como se ve en la Figura 41. las cargas sobre el bastidor provendrán en parte del cilindro de prensado conformado por placas agujereadas y costillares de presión, así como el peso de pasta de pescado que atraviesa la prensa.

#### Figura 41

*Vista del bastidor con cargas de los costillares y las placas agujereadas (Izquierda), Vista de chumaceras (Derecha)*



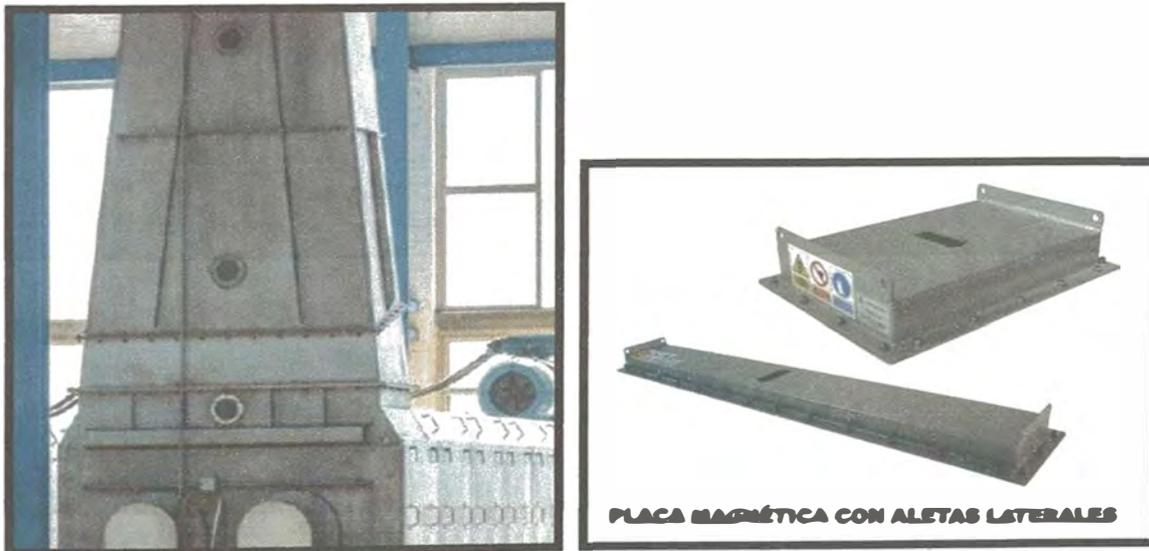
En los extremos del bastidor se colocarán chumaceras para el soporte de los tornillos helicoidales, como se ve en la Figura 41. Estas chumaceras estarán unidas a los tornillos helicoidales en paralelo por lo que su alineación será fundamental para el avance de la pasta a través de prensa.

### 3.1.3. Descripción de la tolva

La tolva suele ser uno de los elementos más importantes en la etapa de alimentación de la prensa ya que a través de esta la pasta de pescado con alto grado de humedad pasa a través de la prensa, su diseño se vuelve fundamental para la capacidad de carga que debe procesar la prensa, como se ve en la Figura 42, la tolva no es completamente vertical ya que los equipos no siempre están alineados y casi siempre se desea que la pasta de pescado no caiga de forma directa sobre los tornillos helicoidales por lo que el ángulo de inclinación permitirá la disminución de velocidad de la pasta hacia la prensa.

#### Figura 42

Vista de una tolva para entrada de pasta de pescado hacia la prensa (Izquierda), Placas magnéticas para la tolva (Derecha)



Normalmente se construye la tolva con una gran capacidad de volumen ya que se desea que el llenado de los pasos en la zona de alimentación de la prensa sea total para que los tornillos puedan desplazar toda la pasta y no tenga espacios vacíos que impidan la compresión de la pasta, no obteniendo el nivel de reducción de humedad requerido. Por ello se llena la tolva por encima del nivel de alimentación, para poder prevenir la

sobreacumulación de pasta en la tolva se coloca visores en distintos niveles con ello se puede control. Para prevenir el paso de materiales como tornillo o pedazos de planchas que puedan haber caído en la tolva se coloca una placa magnética en la inclinación de la tolva para poder atrapar estos materiales y así evitar que dañen la prensa.

#### **3.1.4. Descripción de sistema de transmisión**

La prensa de doble tornillo funcionará con un sistema de transmisión de potencia conformada por una caja de engranaje y ejes de transmisión permitiendo reducir la velocidad de giro, aumentando el torque de giro en los tornillos helicoidales la potencia la obtendrá de un motor eléctrico unida a la caja de engranajes a través de fajas y se podrá variar la velocidad de giro a través de un variador de frecuencia lo cual hará también que varíe la velocidad de giro y avance de los tornillos helicoidales. El reductor está diseñado especialmente para este tipo de la prensa para asegurar la transmisión de fuerza del eje de entrada hasta los dos tornillos helicoidales como se ve en la Figura 43.

**Figura 43**

*Vista de caja de engranajes de la transmisión*



Se usa una malla de protección en las poleas de transmisión para prevenir accidentes en planta, el motor eléctrico puede estar en distintas posiciones cerca de la caja de engranaje, en el caso de la Figura 43. esta sobre la caja de engranajes para reducir

espacio de instalación. Se ve el piñón de transmisión el cual genera la potencia y movimiento en la transmisión de la caja de engranajes, este eje suele conectarse con el motor eléctrico a través de acoples, fajas y poleas.

### **3.1.5. Descripción de cubierta de prensa**

Las cubiertas de la prensa están diseñadas para proteger el personal de los peligros procedentes de las partes rotativas, así como para reducir el riesgo de las fugas del material afuera de la prensa. Hay puertas de inspección en ambos lados de la cubierta a lo largo de la prensa. Tanto la cubierta como las puertas de inspección se suministran en acero inoxidable. La cubierta está equipada con un tubo de aspiración que provee la vaporización. Las cubiertas facilitan el acceso al interior de la prensa para la limpieza, la reparación o el mantenimiento. Las escotillas laterales de la prensa se pueden abrir hasta los 45° aproximadamente o pueden sacarse por completo, donde se cuelgan sostenidas por las cadenas. Se pueden desenganchar las cadenas para abrir más las escotillas laterales.

#### **Figura 44**

*Vista de cubierta*



También es posible desmontar la cubierta completa. La parte superior de la cubierta está equipada con los cáncamos de elevación. Las partes superiores de las prensas

grandes constan de no menos de dos cubiertas, cada una de ellas equipada con los cáncamos de elevación. La cubierta puede ser diseñada con una placa superior separada, montada en la parte lateral de la boca de entrada con el fin de facilitar el desmontaje de la placa superior.

### **3.1.6. Descripción de los cilindros de prensado o jaulas de prensa**

Los cilindros de prensado son fundamentales para la compresión de la pasta de pescado ya que a través de ellos los tornillos helicoidales pueden comprimir la pasta y reducir el nivel de agua en la pasta; reduciendo su humedad. A su vez estos cilindros de prensado están compuestos por costillares, abrazaderas y placas agujereadas en el área lateral de los cilindros. En los costillares superiores e inferiores se colocarán las placas agujereadas para que el licor de prensa se desplace a la bandeja inferior para su recolección. Como se en la Figura 45 los costillares irán a lo largo de toda la prensa a cierta distancia una de otra dependiendo la zona compresión que se encuentre.

#### **Figura 45**

*Vista de costillares de presión del cilindro (Izquierda); Vista de horquillas basculantes de los costillares (Derecha)*



Para poder alinear las partes de los cilindros de prensado y unir sus distintas partes se usarán horquillas basculantes como se ve en la Figura 45 estas abrazaderas de presión tendrán un perno de presión para ajustar los cilindros posteriores e inferiores.

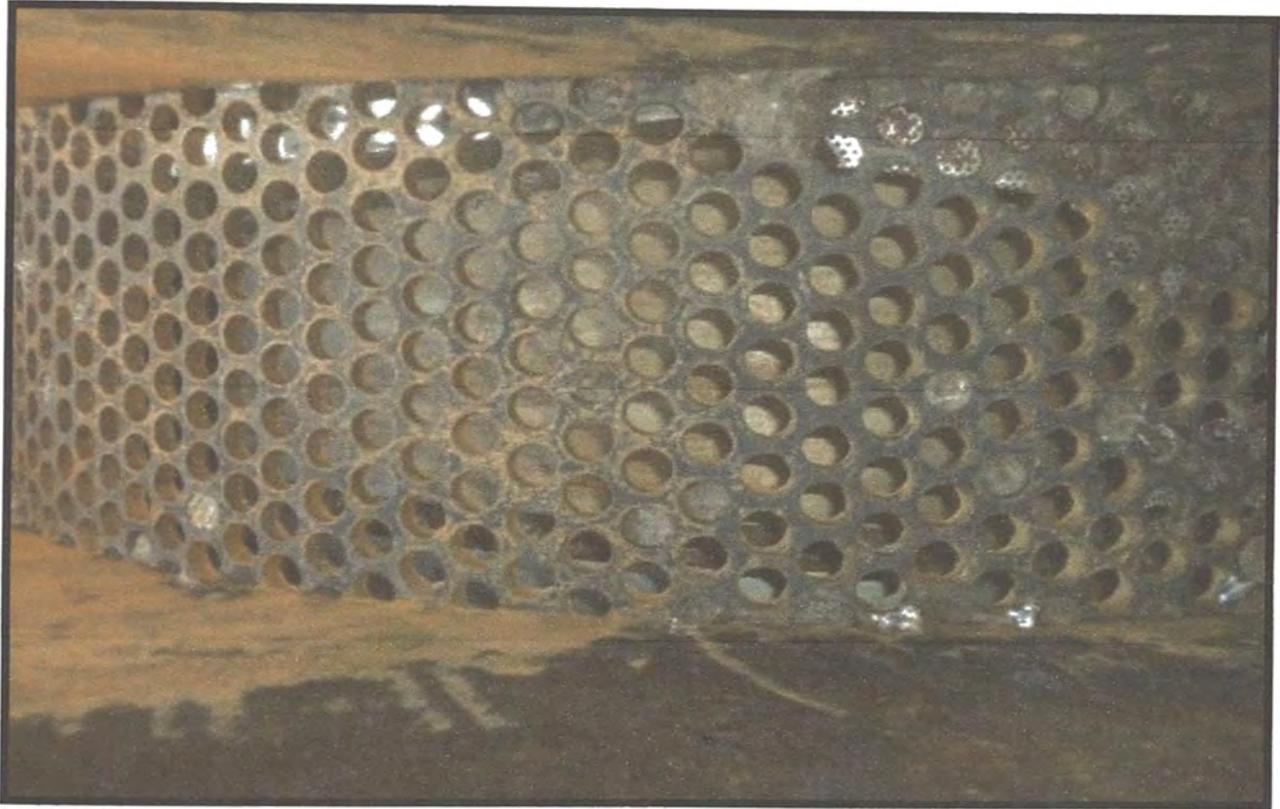
### **3.1.7. Descripción de planchas agujereadas**

Los tornillos helicoidales de la prensa están rodeados por los cilindros de prensado los cuales están conformados por las placas con perforación fina con agujeros pequeños de un espesor delgado fijadas sobre las placas de soporte de un espesor más grueso y agujeros más grandes. Los puentes de construcción fuerte, situados transversalmente, sujetan las placas juntos con los costillares o barras centrales y laterales longitudinales. Los agujeros del tamiz disminuyen en dirección hacia el punto de descarga desde 5 mm hasta 1 mm dependiendo del tamaño de la prensa. Ver anexo 4.

**Alimentación** Para proporcionar acceso a los tornillos helicoidales de la prensa, la jaula está dividida longitudinalmente y consta en la parte superior desmontable y la parte inferior que se sujeta al bastidor. Las horquillas basculantes en los puentes sujetan dos partes de la jaula. Las prensas grandes pueden suministrarse con la jaula o cilindros de prensado superior dividida en dos o tres partes. Las portamallas son las partes de los cilindros o jaulas de prensado donde se reciben más esfuerzo de presión por la compresión de la pasta de pescado por lo que su espesor de plancha suele ser más grueso y van como pieza de soporte de las mallas más finas, así como las mallas tiene agujeros las portamallas también presentan agujeros como se ve en la Figura 46 estos agujeros permitirán al licor de prensa pasar desde la zona de prensado a la bandeja de recolección.

## Figura 46

*Portamalla gruesa de prensa de pescado*



Las mallas son planchas de 1/16" de espesor son agujeros más pequeños para el paso del licor de prensa y evitar que la parte sólida de la pasta de pescado pase a hacia la bandeja de licor de prensa ya que se desea que solo pase aceite, agua y una porción de material sólido de pescado. Como se ve en la Figura 47. las mallas son las delgadas y con agujeros con menor diámetro respecto a las portamallas. Una de las averías más frecuentes en la prensa es el desgarre de las mallas a causa del rozamiento de las hélices de los tornillos helicoidales con el cilindro o la jaula de prensado gracias a las deformaciones del eje interno producidos por las cargas y la dilatación térmica de tornillo por el aumento de temperatura causado por la pasta de pescado.

**Figura 47**

*Avería de desgaste de mallas delgadas en prensa de pescado*



Se ha tomado datos de las mallas y las portamallas para poder rediseñar la prensa de pescado teniendo como base datos y características de la prensa de planta. Para poder tomar las mediciones de hemos elegido un punto de referencia como se ve en la Figura 48. se toma como punto de referencia la vista de la prensa desde la caja reductora o caja de engranajes, desde este punto tomamos referencia de diámetros de los agujeros de mallas y portamallas son ellos podremos determinar el flujo de masa del licor de prensa en cada sección como se en la ecuación 49.

**Figura 48**

*Vista desde caja reductora para la toma de datos*



Como se aprecia en la tabla 3 la tapa superior tendrá distintas medidas y cantidad de agujeros dependiendo de la zona de compresión que se encuentre como podemos ver los agujeros de las mallas son san pequeños y ocupan un menor espacio con respecto a

su área; a diferencia de los agujeros de portamallas que tienen un mayor diámetro y ocupan un mayor espacio respecto al área de plancha de presión.

**Tabla 3**

*Mediciones de los diámetros de los agujeros en mallas y portamallas de la tapa superior del cilindro de prensado*

TAPA SUPERIOR (M.S.)					
SECCION-A			SECCION-B		
MALLA	Ø AGUJERO (mm)	AREA LIBRE %	PORTAMALLA	Ø AGUJERO (mm)	AREA LIBRE %
1	1.2	23	1	14	44.4
2	1.2	23	2	14	44.4
3	1.2	23	3	14	44.4
4	1.5	33	4	14	44.4
5	1.5	33	5	16	43.8
6	2.5	23	6	20	46.2
7	2.5	23	7	20	46.2

Para la parte inferior se han tomado medidas como se en la tabla 4 se puede ver en esta parte se tendrán 8 secciones o placas ya que a diferencia de la parte superior esta no tendrá un área de ingreso a la prensa por lo que tendrá una sección más con mallas y portamallas.

**Tabla 4**

*Mediciones de los diámetros de los agujeros en mallas y portamallas de la tapa inferior del cilindro de prensado*

TAPA INFERIOR (M.I.)					
SECCION-A			SECCION-B		
MALLA	Ø AGUJERO (mm)	AREA LIBRE %	PORTAMALLA	Ø AGUJERO (mm)	AREA LIBRE %
1	1.2	23	1	14	44.4
2	1.2	23	2	14	44.4
3	1.2	23	3	14	44.4
4	1.5	33	4	14	44.4
5	1.5	33	5	16	43.8
6	2.5	23	6	20	46.2
7	2.5	23	7	20	46.2
8	6	40	8	20	46.2

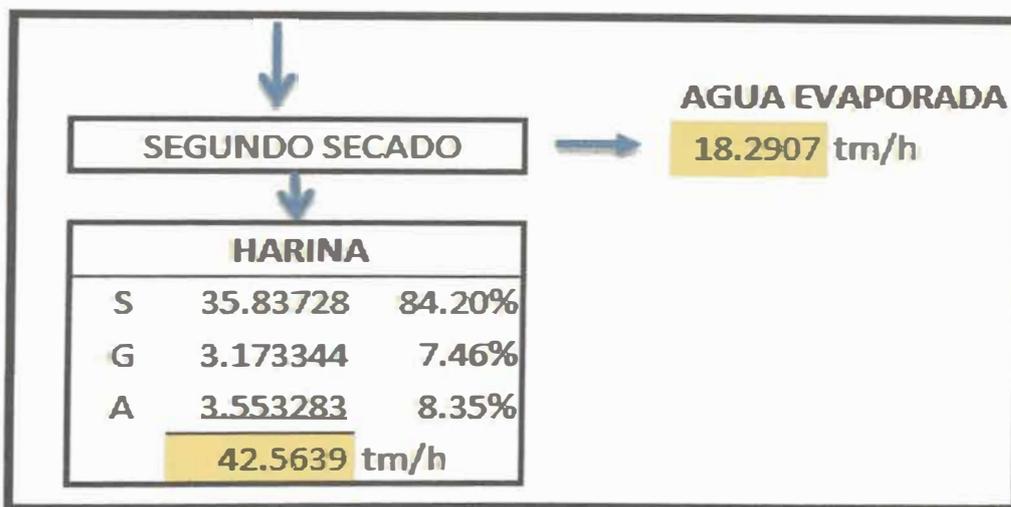
### 3.2. Cálculo y diseño de elementos principales

#### 3.2.1. Cálculo de densidades a través de la prensa

Se ha calculado la densidad de la parte sólida de la pasta de pescado usando los datos obtenidos en el balance de masa que se ve en el Anexo 5. Con este factor podremos hallar los flujos masicos en cada paso considerando que los tres elementos que componen la pasta de pescado son fluidos incompresibles como se vio en la Figura 49.

**Figura 49**

*Composición de la harina de pescado obtenida en el proceso*



Considerando que el tiempo de análisis se dará en una hora y usando las ecuaciones 19, 20 y 21 podremos obtener:

Masa de solidos de pescado en la harina:  $m_S = 35837.27 \text{ kg}$

Masa de aceite o grasas en la harina:  $m_G = 3173.43 \text{ kg}$

Masa de agua en la harina:  $m_A = 3553.28 \text{ kg}$

Masa de harina de pescado:  $m_H = 42563.90 \text{ kg}$

Teniendo datos generales de la harina obtenida después del proceso tenemos que:

Densidad de la harina de pescado:  $\rho_H = 589 \text{ kg/m}^3$

Volumen de la harina de pescado:  $V_H = \frac{m_H}{\rho_H} = 72.26 \text{ m}^3$

Usando datos del agua y aceite:

Densidad del aceite o grasas:  $\rho_G = 940 \text{ kg/m}^3$

Densidad del agua:  $\rho_A = 1000 \text{ kg/m}^3$

Podemos calcular los volúmenes de cada componente en la pasta usando las ecuaciones 41 y 31

Volumen de agua en la harina de pescado:  $V_A = 3.55 \text{ m}^3$

Volumen de aceite o grasas en la harina de pescado:  $V_G = 3.37 \text{ m}^3$

Obtenemos el volumen y densidad de los sólidos de pescado en la harina:

Volumen de solidos de pescado:  $V_S = V_H - V_A - V_G = 65.33 \text{ m}^3$

Densidad de los sólidos de pescado:  $\rho_S = \frac{m_S}{V_S} = 548.51 \text{ kg/m}^3$

Con los datos de la densidad de solidos de pescado obtenida anteriormente y los datos de la Figura 49 podremos calcular la densidad del licor de prensa " $\rho_{Lc}$ " considerando el análisis en una hora usando las ecuaciones 24 y 25:

$$\rho_{Lc} = \frac{m_{Lc}}{V_{Lc}} = \frac{m_{Lc}}{\frac{[\dot{m}_G]_{Lc}}{\rho_G} + \frac{[\dot{m}_A]_{Lc}}{\rho_A} + \frac{[\dot{m}_{sc}]_{Lc}}{\rho_S}} = 922.54 \text{ kg/m}^3$$

Como se ve en la Figura 49 podremos también hallar con el mismo método la densidad de la pasta de pescado de entrada y de salida de la zona de prensado.

Densidad de la pasta de pescado de entrada será:

$$\rho_{ent} = 856.07 \text{ kg/m}^3$$

Densidad de la pasta de pescado de salida será:

$$\rho_{\text{sal}} = 719.39 \text{ kg/m}^3$$

Con lo que podemos deducir que efectivamente la prensa reduce el nivel densidad de la pasta de pescado entrante, causando así una reducción del nivel de agua y por consiguiente una reducción del nivel de humedad.

### **3.2.2. *Diseño de los tornillos helicoidales en prensa existente***

Se estudiará el diseño actual de los tornillos helicoidales para poder mejorar su diseño, estos se harán estudiando las dimensiones tomadas en planta como se ve en los Anexos 2 y 3 se tomaron datos de diámetros del eje interno, altura de las hélices en cada paso, el ancho de cada paso, con estos datos será posible diseñar el tornillo de prensa actual y rediseñarlo para obtener mejores resultados.<sup>8</sup>

Para poder diseñar el tornillo se tomarán los datos de los pasos desde diversos puntos, pero los más importantes son los pasos en los puntos de cero grados para poder diseñar las hélices de los tornillos helicoidales. Para el análisis del eje interno se tomarán distintos puntos como se ve en la tabla 8 los cuales se obtuvieron del análisis de los datos del anexo 4. Las longitudes del eje se considerará el espesor de la hélice que será de 3/4 "con ello se sumará el paso más el espesor en cada punto. El motor eléctrico de la prensa existente es de 120 kW.

Cuando analizamos el eje interno de los tornillos helicoidales vemos que se presentaran 3 secciones claras como son: una sección recta y dos secciones cónicas como se ve en la Figura 50.

---

<sup>8</sup> Manual de prensa de doble huesillo tipo RS 64F Pieza Núm. 810-904 (2014).

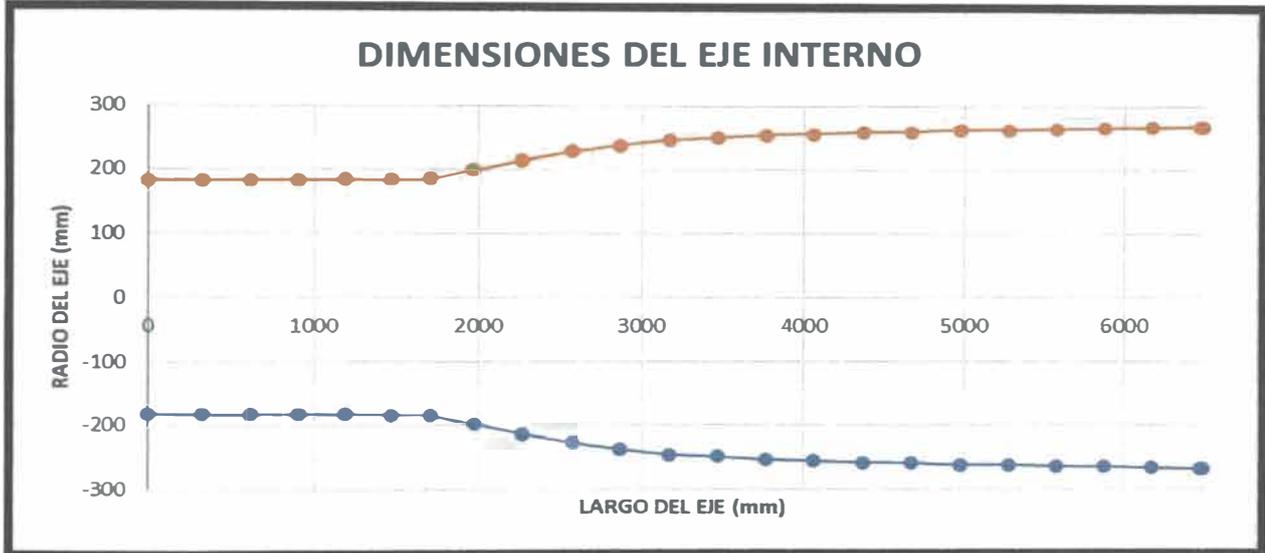
**Tabla 5***Puntos tomados para el análisis el eje interno del tornillo izquierdo*

PUNTO	RADIO DE EJE (mm)	LONGITUD (mm)	PUNTO	RADIO DE EJE (mm)	LONGITUD (mm)
1	180	0	13	249.5	3467.6
2	182.5	329.05	14	254	3766.65
3	182	622.1	15	256	4065.7
4	181	912.15	16	258.5	4364.75
5	180	1190.2	17	259.5	4664.8
6	183.5	1466.25	18	262.5	4960.85
7	185	1710.3	19	262.5	5262.9
8	199	1974.35	20	264.5	5564.95
9	214	2269.4	21	265.5	5861
10	227.5	2570.45	22	267	6155.05
11	238	2867.5	23	268.5	6461.1
12	246	3168.55	24	268.5	6480.15

La sección recta va desde el punto 1 al 6 en el cual eje radio del eje interno no cambio de manera alta y se mantiene; la segunda sección desde el punto 6 al punto 12 se ve que es tiene una tendencia de variación constante por lo cual se concluye que esta es una sección cónica, finalmente analizando los punto de 12 al 24 se verá una variación distinta a la sección anterior pero constante alrededor de los puntos por lo que se concluye que es otra sección cónica con un ángulo de inclinación diferente al anterior. Ver Figura 50.

**Figura 50**

*Dimensiones del radio del eje interno vs largo del eje interno*



Para el cilindro de prensado se han tomado los datos para de altura en cada paso, pudiendo analizar el tamaño del cilindro de prensa como se ve en la tabla 6 de esta manera se puede analizar como varia el radio de los cilindros en paralelo y como varían a lo largo de la prensa. Considerando que el espacio entre los tornillos y el cilindro de prensado es de  $\frac{1}{2}$  pulgada o 12.7 mm.

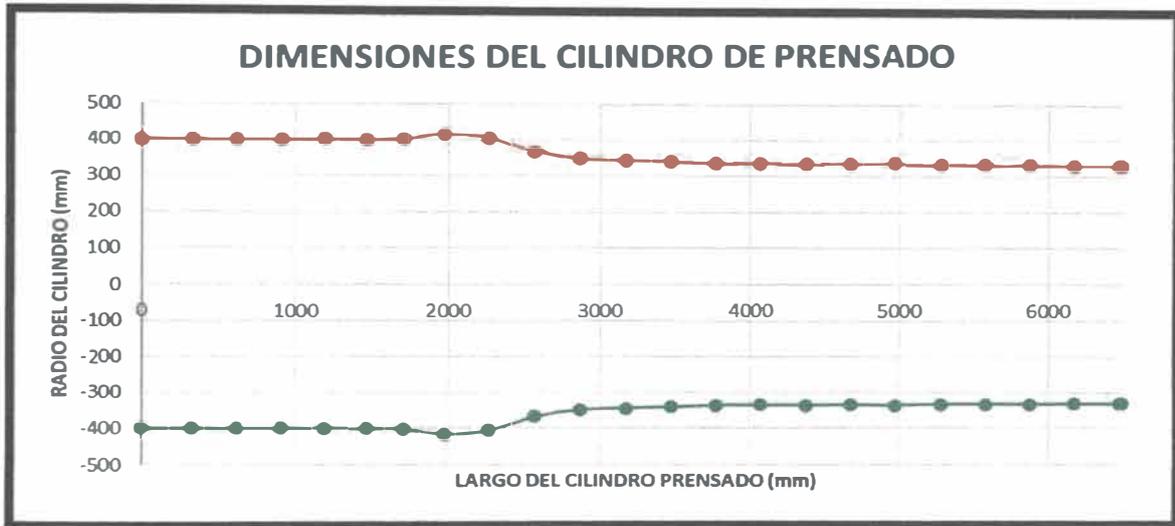
**Tabla 6***Puntos tomados para el análisis del cilindro de prensado*

PUNTO	RADIO DEL CILINDRO (mm)	LONGITUD (mm)	PUNTO	RADIO DEL CILINDRO (mm)	LONGITUD (mm)
1	400.2	0	13	340.2	3467.6
2	400.2	329.05	14	335.7	3766.65
3	399.2	622.1	15	334.7	4065.7
4	399.2	912.15	16	335.2	4364.75
5	400.7	1190.2	17	334.2	4664.8
6	400.2	1466.25	18	335.2	4960.85
7	401.7	1710.3	19	332.2	5262.9
8	415.7	1974.35	20	332.2	5564.95
9	405.7	2269.4	21	332.2	5861
10	367.2	2570.45	22	331.7	6155.05
11	347.7	2867.5	23	331.2	6461.1
12	343.7	3168.55	24	331.2	6480.15

En la Figura 51 se ve que el cilindro tiene variaciones y ángulos de inclinación en distintas partes a lo largo de la prensa, del punto 1 al 7 tiene una tendencia sin variación, luego del punto 7 al 12 tendrá una inclinación mayor para reducir el volumen de paso, aumentado el prensado para obtener licor, por último, tendremos una otra zona a partir del punto 12 al 24 con una inclinación menor pero que tendrá la misma función de reducción de volumen antes de la descarga de la pasta prensada.

**Figura 51**

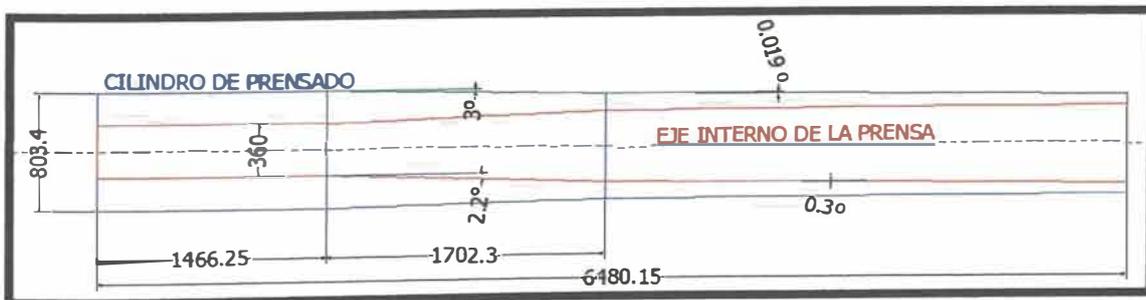
*Dimensiones del radio del cilindro de prensado vs largo del cilindro de prensado*



Con estos datos se puede analizar el diseño de la prensa existente, como se ve en la Figura 52. Con este diseño de la prensa existente podremos hacer modificaciones en el tornillo helicoidal y el cilindro de prensado para un mejoramiento del diseño de la prensa de doble tornillo.

**Figura 52**

*Diseño de eje interno y cilindro en prensa existente*



### 3.2.3. Cálculo de capacidad de los tornillos helicoidales en prensa existente

Uno de los parámetros más importantes para el diseño e instalación de una prensa de doble tornillo es la capacidad de la prensa es la capacidad de procesamiento en tm/h con ello sabremos cuanto podremos procesar en periodo de tiempo de la planta de harina de pescado. Para el cálculo se toma el volumen de entrada hacia la prensa en la zona de alimentación de la prensa como se ve en la Figura 53 (León, 2016).

**Figura 53**

*Vista de zona de alimentación de tornillo existente*



La capacidad de la prensa en tm/h se puede calcular usando la siguiente formula:

$$C_p = 0.06 \times LLe \times \rho_{ent} \times V_{P,1} \times RPM \quad (92)$$

LLe: Porcentaje de llenado en la zona de alimentación

Se determinará el volumen ocupado por la pasta de pescado en la zona de alimentación con la ecuación 92 sabiendo que la zona de alimentación se encuentra de eje y cilindro recto; estando en primer paso cuando  $n=1$  (Giraldo, Florez y Higuera, 2010).

$$V_{P,1} = V_{S,1} - 2V_{h,1}$$

Con ello hallamos el volumen entre el eje interno y el cilindro de prensado denominado “ $V_{S,1}$ ” y el volumen ocupado por las hélices del tornillo  $V_{h,1}$ ” usando las ecuaciones 58, 59, 60, 75, 76, 77, 78, 79 y 80.

Con todo ello usamos las medidas de la prensa existente como son:

$$D=591 \text{ mm}; De=389\text{mm}; di=180 \text{ mm}; PV1=329.05 \text{ mm}, \rho_{ent}=856.07 \text{ kg/m}^3$$

$$e_h = 19.05\text{mm} ; \text{RPM} = 4; \text{LLe} = 100\%$$

Para luego poder obtener los siguientes valores:

$$V_{S,1} = 0.225\text{m}^3; V_{h,1} = 0.0074\text{m}^3; V_{P,1} = 0.209 \text{ m}^3$$

Con estos valores se halla la capacidad de la prensa en tm/h:

$$C_p = 43.092 \text{ tm/h}$$

Como se ve en la Figura 14 carga a procesar por la zona de prensado de la planta es de 168.51 tm/h y como se ve en los anexos 5 y 11, el flujo de masa se encuentran cuatro prensas las cuales cada deben procesar 42.12 tm/h como máximo, por lo que la capacidad calculada de 43.09 tm/h de la prensa existente es aceptable para la planta de harina de pescado ya que este es mayor.

#### **3.2.4. Cálculo de diseño en zona de prensado para prensa existente**

Para el cálculo de diseño de la zona de prensado se deben tener en cuenta distintos parámetros como son las dimensiones del tornillo helicoidal, para poder obtener el volumen de la pasta en cada paso. Una vez calculado el volumen en cada paso del tornillo helicoidal se podrá obtener la variación de volumen de un paso a otro, con lo cual hallaremos el volumen de salida del licor de prensa, pudiendo con este dato calcular la masa de salida del licor de prensa. Estos datos se han obtenido con un usando las ecuaciones 17, 18, 19 ,20 , 21 ,22, 23, 24, 25, 29, 30, 31, 32, 33, 36, 41 y 57. Como se ve en la tabla 7.

Tabla 7

*Resultados de cálculo de volumen y masa de la pasta prensada en prensa existente*

Nº	PASO (mm)	Volumen de pasta de pescado (m³)	Volumen de salida de licor de prensa (m³)	Masa de salida del licor de prensa (Kg)	Masa de salida acumulada (kg)
PASO 1	329.05	0.210	0.024	0.000	0.000
PASO 2	293.05	0.185	0.024	22.555	22.555
PASO 3	290.05	0.183	0.002	1.880	24.435
PASO 4	278.05	0.175	0.008	7.521	31.957
PASO 5	276.05	0.174	0.001	1.254	33.211
PASO 6	279.05	0.145	0.028	26.189	59.400
PASO 7	284.05	0.140	0.005	4.744	64.144
PASO 8	295.05	0.136	0.005	4.188	68.332
PASO 9	301.05	0.114	0.022	20.053	88.385
PASO 10	297.05	0.088	0.026	24.338	112.723
PASO 11	301.05	0.063	0.024	22.215	134.938
PASO 12	299.05	0.048	0.000	0.000	134.938
PASO 13	299.05	0.046	0.000	0.000	134.938
PASO 14	299.05	0.045	0.000	0.000	134.938
PASO 15	299.05	0.043	0.000	0.000	134.938
PASO 16	300.05	0.042	0.000	0.000	134.938
PASO 17	296.05	0.040	0.000	0.000	134.938
PASO 18	302.05	0.039	0.000	0.000	134.938
PASO 19	302.05	0.037	0.000	0.000	134.938
PASO 20	296.05	0.035	0.000	0.000	134.938
PASO 21	294.05	0.033	0.000	0.000	134.938
PASO 22	306.05	0.033	0.000	0.000	134.938

En la tabla 8 se ha calculado la humedad, la densidad y presión interna para cada de la pasta en cada paso en la parte interna de la prensa de pescado existente.

**Tabla 8**

*Resultados de cálculo de humedad, densidad de salida de la pasta prensada y presión interna en prensa existente*

Nº	PASO (mm)	% de masa de salida	Humedad de la pasta (%)	Densidad de la pasta (Kg/m <sup>3</sup> )	Presión interna (Pa)
PASO 1	329.05	0.000	72.000	856.070	31834.476
PASO 2	293.05	12.562	70.707	845.985	6667.516
PASO 3	290.05	13.609	70.582	845.135	6660.811
PASO 4	278.05	17.798	70.051	841.537	6632.452
PASO 5	276.05	18.496	69.958	840.904	6627.464
PASO 6	279.05	33.082	67.551	824.991	5041.185
PASO 7	284.05	35.724	66.998	821.420	5019.332
PASO 8	295.05	38.057	66.471	818.044	4998.698
PASO 9	301.05	49.225	63.275	798.157	4877.185
PASO 10	297.05	62.780	56.819	760.798	4648.906
PASO 11	301.05	75.152	44.779	699.712	4275.638
PASO 12	299.05	75.152	44.779	936.291	5721.254
PASO 13	299.05	75.152	44.779	967.064	5909.295
PASO 14	299.05	75.152	44.779	1000.123	6111.306
PASO 15	299.05	75.152	44.779	1035.731	6328.892
PASO 16	300.05	75.152	44.779	1070.107	6538.945
PASO 17	296.05	75.152	44.779	1128.996	6898.790
PASO 18	302.05	75.152	44.779	1147.598	7012.458
PASO 19	302.05	75.152	44.779	1196.873	7313.554
PASO 20	296.05	75.152	44.779	1280.380	7823.827
PASO 21	294.05	75.152	44.779	1350.813	8254.216
PASO 22	306.05	75.152	44.779	1351.946	8261.140

Vemos que los resultados obtenidos en las tablas 7 y 8 vemos como varía el volumen de pasta de pescado a través de los pasos; considerando que el volumen de salida es el volumen de licor de prensa; conociendo el valor de la densidad del licor de prensa constante se puede calcular la masa de salida en cada variación de paso. Conociendo los datos reales de la prensa como se vio en el balance de masa del anexo 5 que su humedad saldrá con 48% de humedad. Estos datos han sido calculados a través de un programa realizado en SCILAB para hacer los cálculos más rápidos y precisos.

Para el diseño de las mallas y portamallas de la prensa de pescado debemos saber las distancias que se necesitan colocar los agujeros sobre las mallas y portamallas para

eso hemos usado como parámetros los datos de diámetros de agujeros y porcentaje de área libre que se ve en las tablas 6, 7 y 8. Una vez tomados los parámetros se pueden obtener los distintos valores de cantidad de agujeros en mallas y portamallas, así como la distancia en la que deben colocarse cada agujero como se ve en las tablas 9 y 10.

**Tabla 9**

*Resultados de cálculo presión interna; número agujeros en mallas; portamallas; distancia entre agujeros (Parte 1)*

Nº	PASO (mm)	Diámetro de agujeros en malla (mm)	% Área libre en mallas	nº de agujeros en malla	Diámetro en portamalla (mm)
PASO 1	329.05	6	40%	8966	20
PASO 2	293.05	6	40%	15970	20
PASO 3	290.05	3	23%	36355	20
PASO 4	278.05	3	23%	34851	20
PASO 5	276.05	3	23%	34601	20
PASO 6	279.05	3	23%	30369	20
PASO 7	284.05	3	23%	32281	20
PASO 8	295.05	3	23%	35400	20
PASO 9	301.05	1.5	33%	203493	16
PASO 10	297.05	1.5	33%	197641	16
PASO 11	301.05	1.5	33%	198336	16
PASO 12	299.05	1.5	33%	196174	14
PASO 13	299.05	1.5	33%	196176	14
PASO 14	299.05	1.5	33%	196178	14
PASO 15	299.05	1.2	23%	213644	14
PASO 16	300.05	1.2	23%	214362	14
PASO 17	296.05	1.2	23%	211507	14
PASO 18	302.05	1.2	23%	215797	14
PASO 19	302.05	1.2	23%	215801	14
PASO 20	296.05	1.2	23%	211518	14
PASO 21	294.05	1.2	23%	210093	14
PASO 22	306.05	1.2	23%	218672	14

**Tabla 10**

*Resultados de cálculo presión interna; número agujeros en mallas; portamallas; distancia entre agujeros (Parte 2)*

Nº	PASO (mm)	% Area libre en portamalla	nº de agujeros en portamalla	Distancia entre centros de agujeros de mallas (mm)	Distancia entre centros de agujeros de portamallas (mm)
PASO 1	329.05	46.20%	932	9.0	28
PASO 2	293.05	46.20%	1660	9.0	28
PASO 3	290.05	46.20%	1643	6.0	28
PASO 4	278.05	46.20%	1575	6.0	28
PASO 5	276.05	46.20%	1564	6.0	28
PASO 6	279.05	46.20%	1373	6.0	28
PASO 7	284.05	46.20%	1459	6.0	28
PASO 8	295.05	46.20%	1600	6.0	28
PASO 9	301.05	44.40%	2406	2.5	23
PASO 10	297.05	44.40%	2337	2.5	23
PASO 11	301.05	44.40%	2345	2.5	23
PASO 12	299.05	44.40%	3218	2.5	20
PASO 13	299.05	44.40%	3218	2.5	20
PASO 14	299.05	44.40%	3218	2.5	20
PASO 15	299.05	44.40%	3218	2.4	20
PASO 16	300.05	44.40%	3228	2.4	20
PASO 17	296.05	44.40%	3185	2.4	20
PASO 18	302.05	44.40%	3250	2.4	20
PASO 19	302.05	44.40%	3250	2.4	20
PASO 20	296.05	44.40%	3185	2.4	20
PASO 21	294.05	44.40%	3164	2.4	20
PASO 22	306.05	44.40%	3293	2.4	20

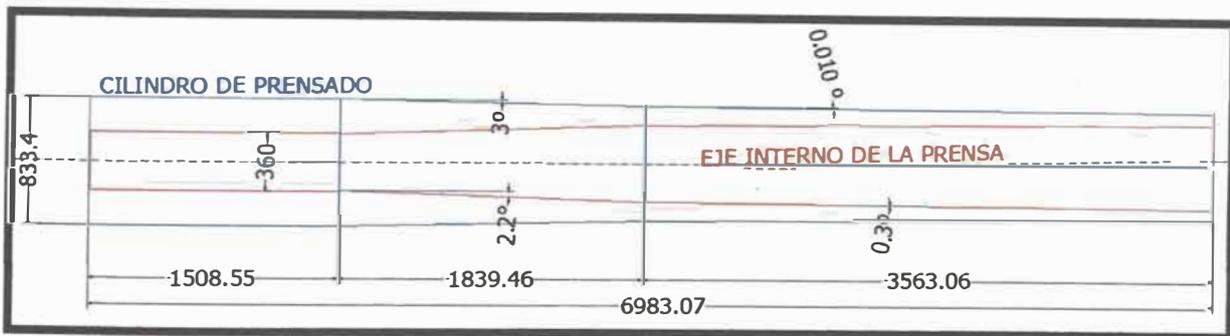
### **3.2.5. Rediseño de los tornillos helicoidales para prensa de pescado**

El rediseño de la prensa se da especialmente en el diseño del cilindro de prensado, así como en los tornillos, como se ve en la Figura 54 se cambian ciertos parámetros como ángulos en zonas cónicas y tamaño de los pasos; otras dimensiones como distancia entre tornillos y ángulos de inclinación en la zona de transición se han mantenido constantes respecto al tornillo helicoidal existente.

En la zona de alimentación compuesto por el PASO 1, manteniendo el diámetro del eje interno y aumentando el diámetro del cilindro del cilindro. En la primera zona cónica vemos los ángulos de inclinación de  $\beta = 2.2^\circ$  y  $\phi = 3^\circ$  en esta zona cónica se analizarán desde los PASO 6 al PASO 11. En la segunda zona cónica vemos los ángulos de inclinación de  $\beta = 0.3^\circ$  y  $\phi = 0.010^\circ$  en esta zona cónica se analizarán desde los PASO 12 al PASO 22.

**Figura 54**

*Diseño de eje interno y cilindro en prensa rediseñada*



Para el rediseño de la prensa nos enfocamos en el cambio del tamaño de los tornillos helicoidales a través del aumento de las dimensiones de los pasos. Ver Tabla 12.

**Tabla 11**

*Nuevas longitudes de pasos para prensa rediseñada*

Nº Paso	Longitud de paso	Nº Paso	Longitud de paso
1	351.91	12	321.91
2	315.91	13	321.91
3	312.91	14	321.91
4	300.91	15	321.91
5	298.91	16	322.91
6	266.91	17	318.91
7	286.91	18	324.91
8	317.91	19	324.91
9	323.91	20	318.91
10	319.91	21	316.91
11	323.91	22	328.91

Como se ve en la tabla 9 los pasos han aumentado 22.86 mm en cada paso respecto al tornillo helicoidal existente como se vio en la anterior, esto se da para aumentar la capacidad de la prensa y mantener bajo el trabajo realizado por la fuerza de rozamiento que se genera sobre las mallas.

Para el cálculo de la capacidad de la prensa rediseñada se debe analizar la zona de alimentación para obtener la capacidad de la prensa rediseñada como se ve en la Figura 55.

**Figura 55**

*Vista de zona de alimentación de tornillo rediseñado*



Con todo ello usamos las medidas de la prensa rediseñada:

$D=591$  mm;  $D_e=404$ mm;  $d_i=180$  mm;  $PV_1=351.91$  mm,  $\rho_{ent}=856.07$  Kg/m<sup>3</sup>

$e_h = 19.05$ mm ; RPM = 4; LLe = 100%

Para luego poder obtener los siguientes valores:

$$V_{S,1} = 0.2601\text{m}^3; V_{h,1} = 0.008 \text{ m}^3; V_{P,1} = 0.244 \text{ m}^3$$

Con estos valores se halla la capacidad máxima de la prensa rediseñada en tm/h:

$$C_p = 50.130 \text{ tm/h}$$

Al rediseñar la prensa variando los parámetros de longitud de paso y altura de la hélice del tornillo en la zona de alimentación podremos aumentar su capacidad de

procesamiento hasta 50 tm/h aproximadamente para la producción de harina de pescado de anchoveta.

### 3.2.6. Cálculo de diseño en zona de prensado para prensa rediseñada

Para el cálculo de diseño de la zona de prensado para la prensa rediseñada, cuyo diseño y planos se ve en los anexos, se tomarán los nuevos valores de los pasos para aumentar su capacidad y poder analizar la variación de volumen de pasta de pescado en cada paso, podremos hallar la masa del licor de prensa, la densidad de la pasta de pescado, así como la humedad generada a través de la prensa.

**Tabla 12**

*Resultados de cálculo de volumen y masa de la pasta prensada en prensa rediseñada*

Nº	PASO (mm)	Volumen de pasta de pescado (m <sup>3</sup> )	Volumen de salida de licor de prensa (m <sup>3</sup> )	Masa de salida del licor de prensa (Kg)	Masa de salida acumulada (kg)
PASO 1	351.910	0.244	0.000	0.000	0.000
PASO 2	315.910	0.217	0.027	24.448	24.448
PASO 3	312.910	0.215	0.002	2.038	26.486
PASO 4	300.910	0.206	0.009	8.152	34.638
PASO 5	298.910	0.205	0.001	1.359	35.997
PASO 6	266.910	0.173	0.032	29.487	65.484
PASO 7	286.910	0.165	0.008	7.130	72.615
PASO 8	317.910	0.158	0.007	6.634	79.248
PASO 9	323.910	0.132	0.026	23.795	103.043
PASO 10	319.910	0.102	0.031	28.391	131.434
PASO 11	323.910	0.073	0.028	26.069	157.503
PASO 12	321.910	0.055	0.000	0.000	157.503
PASO 13	321.910	0.053	0.000	0.000	157.503
PASO 14	321.910	0.051	0.000	0.000	157.503
PASO 15	321.910	0.050	0.000	0.000	157.503
PASO 16	322.910	0.048	0.000	0.000	157.503
PASO 17	318.910	0.046	0.000	0.000	157.503
PASO 18	324.910	0.045	0.000	0.000	157.503
PASO 19	324.910	0.043	0.000	0.000	157.503
PASO 20	318.910	0.040	0.000	0.000	157.503
PASO 21	316.910	0.038	0.000	0.000	157.503
PASO 22	328.910	0.038	0.000	0.000	157.503

En la tabla 13 se ha calculado la humedad, la densidad y presión interna para cada de la pasta en cada paso en la parte interna de la prensa de pescado rediseñada.

**Tabla 13**

*Resultados de cálculo de humedad, densidad de salida de la pasta prensada y presión interna en prensa rediseñada*

Nº	PASO (mm)	% de masa de salida	Humedad de la pasta (%)	Densidad de la pasta (Kg/m <sup>3</sup> )	Presión interna (Pa)
PASO 1	351.910	0.000	72.000	856.070	32086.417
PASO 2	315.910	11.704	70.807	846.668	6922.068
PASO 3	312.910	12.680	70.693	845.890	6915.708
PASO 4	300.910	16.583	70.211	842.615	6888.927
PASO 5	298.910	17.234	70.126	842.041	6884.237
PASO 6	266.910	31.350	67.890	827.197	5188.775
PASO 7	286.910	34.764	67.204	822.748	5160.828
PASO 8	317.910	37.940	66.498	818.218	5132.415
PASO 9	323.910	49.332	63.237	797.931	5005.166
PASO 10	319.910	62.924	56.726	760.281	4769.009
PASO 11	323.910	75.404	44.408	697.986	4378.248
PASO 12	321.910	75.404	44.408	937.176	5878.603
PASO 13	321.910	75.404	44.408	967.826	6070.855
PASO 14	321.910	75.404	44.408	1000.759	6277.436
PASO 15	321.910	75.404	44.408	1036.239	6499.990
PASO 16	322.910	75.404	44.408	1070.804	6716.806
PASO 17	318.910	75.404	44.408	1128.193	7076.784
PASO 18	324.910	75.404	44.408	1148.773	7205.880
PASO 19	324.910	75.404	44.408	1197.934	7514.248
PASO 20	318.910	75.404	44.408	1278.956	8022.472
PASO 21	316.910	75.404	44.408	1348.341	8457.702
PASO 22	328.910	75.404	44.408	1354.541	8496.596

Para el cálculo de presiones sobre las mallas con las nuevas dimensiones vemos que esta tendrá una mayor presión sobre las mallas en cada paso con respecto a la prensa existente, lo que conlleva a un aumento del trabajo producido por la fricción como se ve en la Tabla 10. Para todos estos cálculos hemos usado un programa en SCILAB como se ve en los anexos.

Para el cálculo de la malla y el portamallas en la prensa rediseñada se toman parámetros iguales como son los diámetros en mallas y portamallas, así como el porcentaje libre en mallas y portamallas, pudiendo obtener la distancia entre agujeros y el número de agujeros para cada paso sobre las mallas y portamallas como se ve en las tablas 14 y 15.

**Tabla 14**

*Resultados de cálculo número agujeros en mallas y portamallas; distancia entre agujeros en prensa rediseñada (Parte 1)*

Nº	PASO (mm)	Diámetro de agujeros en malla (mm)	% Área libre en mallas	nº de agujeros en malla	Diámetro en portamalla (mm)
PASO 1	351.910	6	40%	9788	20
PASO 2	315.910	6	40%	17573	20
PASO 3	312.910	3	23%	40035	20
PASO 4	300.910	3	23%	38500	20
PASO 5	298.910	3	23%	38244	20
PASO 6	266.910	3	23%	33872	20
PASO 7	286.910	3	23%	35698	20
PASO 8	317.910	3	23%	38733	20
PASO 9	323.910	1.5	33%	221735	16
PASO 10	319.910	1.5	33%	214843	16
PASO 11	323.910	1.5	33%	214336	16
PASO 12	321.910	1.5	33%	211450	14
PASO 13	321.910	1.5	33%	211445	14
PASO 14	321.910	1.5	33%	211441	14
PASO 15	321.910	1.2	23%	230257	14
PASO 16	322.910	1.2	23%	230967	14
PASO 17	318.910	1.2	23%	228101	14
PASO 18	324.910	1.2	23%	232387.58	14
PASO 19	324.910	1.2	23%	232382.52	14
PASO 20	318.910	1.2	23%	228086.32	14
PASO 21	316.910	1.2	23%	226651.15	14
PASO 22	328.910	1.2	23%	235228.47	14

**Tabla 15**

*Resultados de cálculo número agujeros en mallas y portamallas; distancia entre agujeros en prensa rediseñada (Parte 2)*

Nº	PASO (mm)	% Area libre en portamalla	nº de agujeros en portamalla	Distancia entre centros de agujeros de mallas (mm)	Distancia entre centros de agujeros de portamallas (mm)
PASO 1	351.910	46.20%	1017	9.0	28
PASO 2	315.910	46.20%	1827	9.0	28
PASO 3	312.910	46.20%	1809	6.0	28
PASO 4	300.910	46.20%	1740	6.0	28
PASO 5	298.910	46.20%	1728	6.0	28
PASO 6	266.910	46.20%	1531	6.0	28
PASO 7	286.910	46.20%	1613	6.0	28
PASO 8	317.910	46.20%	1751	6.0	28
PASO 9	323.910	44.40%	2622	2.5	23
PASO 10	319.910	44.40%	2541	2.5	23
PASO 11	323.910	44.40%	2535	2.5	23
PASO 12	321.910	44.40%	3540	2.5	20
PASO 13	321.910	44.40%	3540	2.5	20
PASO 14	321.910	44.40%	3540	2.5	20
PASO 15	321.910	44.40%	3540	2.4	20
PASO 16	322.910	44.40%	3551	2.4	20
PASO 17	318.910	44.40%	3507	2.4	20
PASO 18	324.910	44.40%	3573	2.4	20
PASO 19	324.910	44.40%	3573	2.4	20
PASO 20	318.910	44.40%	3507	2.4	20
PASO 21	316.910	44.40%	3485	2.4	20
PASO 22	328.910	44.40%	3617	2.4	20

**3.2.7. Análisis de humedad vs porcentaje de llenado**

Para este análisis debemos entender que el porcentaje de llenado real está relacionado con el flujo de pasta de pescado en tm/h entrante hacia la prensa en plena operación respecto a la capacidad de la prensa "Cp 100" a un máximo llenado. La capacidad de la está relacionada con sus dimensiones, densidad de la pasta y su RPM de giro como se vio en la ecuación 100 con un porcentaje de llenado de 100%. Pero cuando se trabaja

en planta se debe tener una relación de llenado ya que muy pocas veces se alcanza el porcentaje de llenado a 100 %, por lo que se debe trabajar en ciertos rangos para obtener un nivel de humedad aceptable o que no haya una sobre cargas en la prensa que conlleve a aumento de pasta almacenada en la tolva.

$$LLe_r = \frac{me}{Cp_{100}} \times 100\% \quad (93)$$

$LLe_r$ : Porcentaje de llenado real en %.

$Cp_{100}$ : Capacidad de la prensa en un llenado de 100%.

$me$ : Flujo de masa entrante hacia la prensa en tm/h.

Cuando el llenado es menor a 100 % la humedad sufrirá una variación ya que el cambio de volumen de la pasta será menor que el volumen en cada paso por lo que no habrá estrujamiento de pasta en ciertos pasos de la prensa. Para ellos analizamos el nivel de humedad resultante al variar el nivel de llenado usando el programa en SCILAB que se encuentra en los anexos. Damos un ejemplo, para un nivel de llenado de 40.78% en la prensa rediseñada a 4 RPM vemos en la Figura 56, que el nivel de humedad de los pasos va cambiando recién en el paso 10 ya que solo habrá estrujamiento a partir de este paso variando en la densidad de la pasta y el aumento de producción de licor de prensa.

**Figura 56**

*Cálculo de humedad a través de los pasos a 40.78% de llenado*

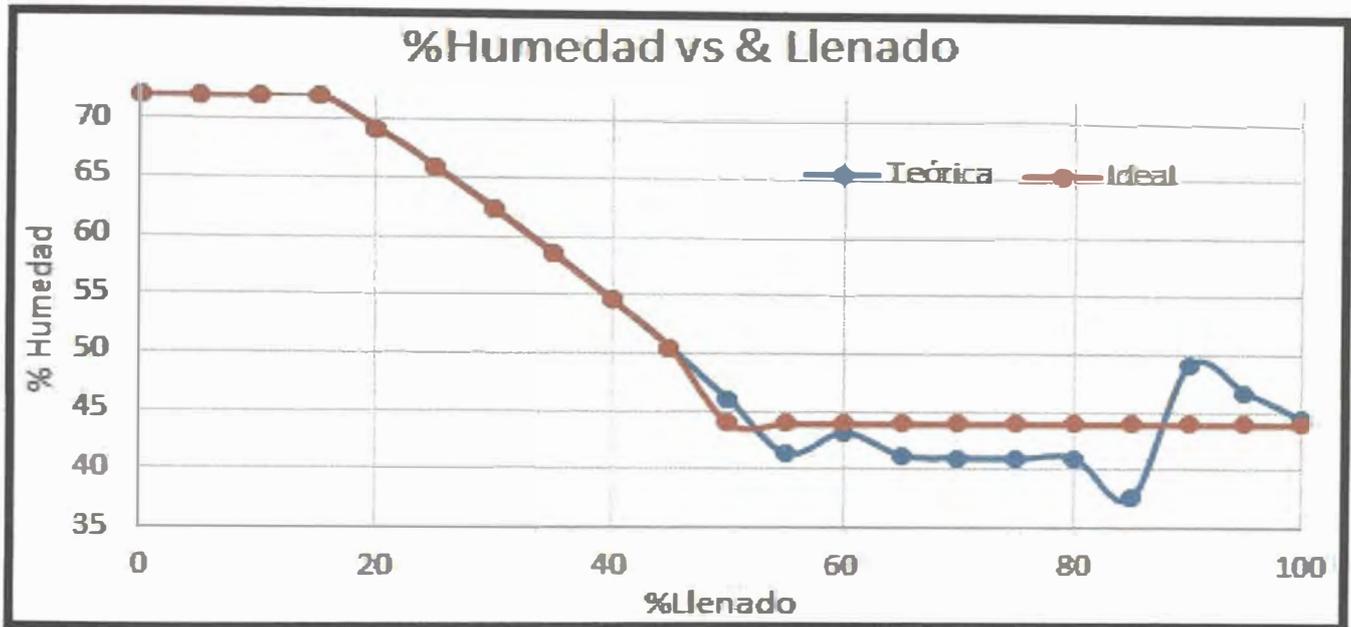
```
--> // porcentaje de masas
--> [PASO1, tsol, tsace, th]
ans =
```

1.	20.	8.	72.
2.	20.	8.	72.
3.	20.	8.	72.
4.	20.	8.	72.
5.	20.	8.	72.
6.	20.	8.	72.
7.	20.	8.	72.
8.	20.	8.	72.
9.	20.	8.	72.
10.	20.	8.	72.
11.	23.871	7.434	68.694
12.	29.435	6.621	63.942
13.	30.188	6.511	63.299
14.	31.006	6.391	62.602
15.	31.896	6.261	61.841
16.	32.773	6.133	61.093
17.	34.250	5.917	59.831
18.	34.787	5.839	59.373
19.	36.083	5.649	58.266
20.	38.266	5.331	56.402
21.	40.183	5.051	54.765
22.	40.356	5.025	54.617

Con el programa en SCILAB podremos hallar una relación entre el porcentaje de llenado y el nivel de humedad de la pasta prensada cuando sale de la prensa, como se muestra en la Figura 57 entre mayor sea el porcentaje de llenado en la zona de alimentación se podrá obtener un nivel de humedad mucho menor por lo que se recomienda trabajar en un llenado cercano al 100% para alcanzar niveles bajos de humedad en la pasta prensada.

Figura 57

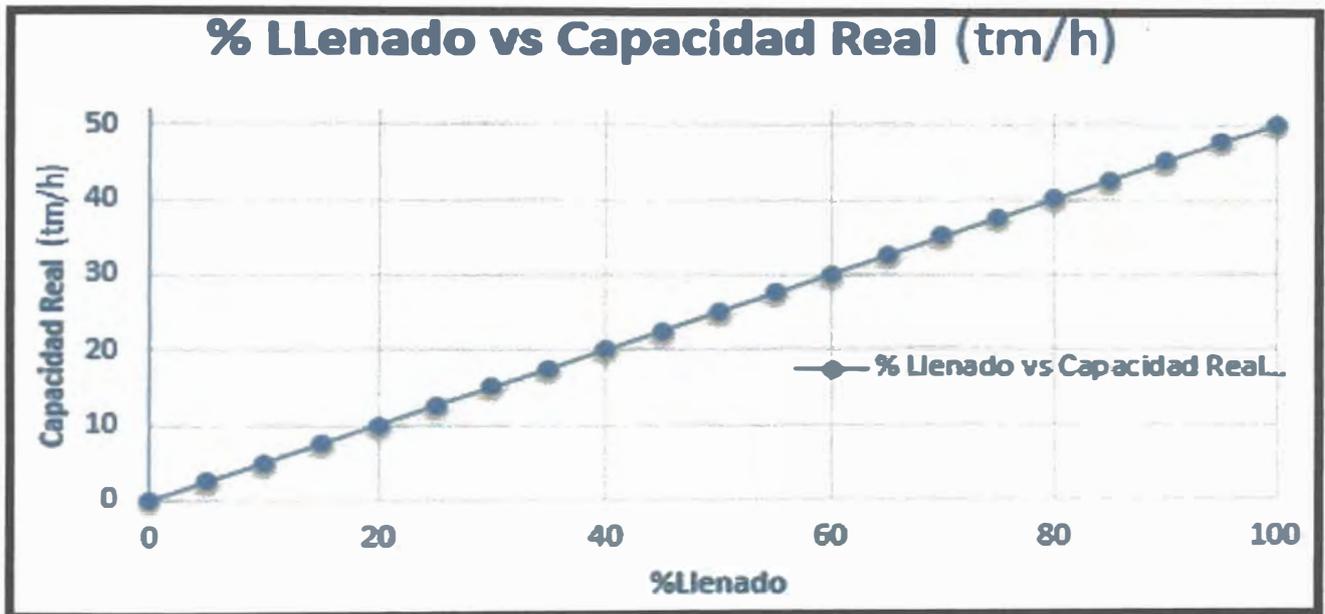
%Humedad vs %Llenado a 4RPM



Se puede observar también la variación entre el porcentaje de llenado en la zona de alimentación respecto a la capacidad que la prensa puede tener a cierta RPM, en nuestro caso podemos usar la máxima RPM que puede alcanzar la prensa la cual es de 4RPM como se ve en la Figura 58. Con estas relaciones podremos elegir los rangos de humedades deseamos alcanzar bajos los niveles de producción de debemos tener. Si se elige un rango de 50 a 40 % de humedad el mínimo llenado será de 45% a una capacidad de 22.55 tm/h como se ve en la Figura 58.

**Figura 58**

*%Llenado vs Capacidad Real (tm/h) a 4 RPM*

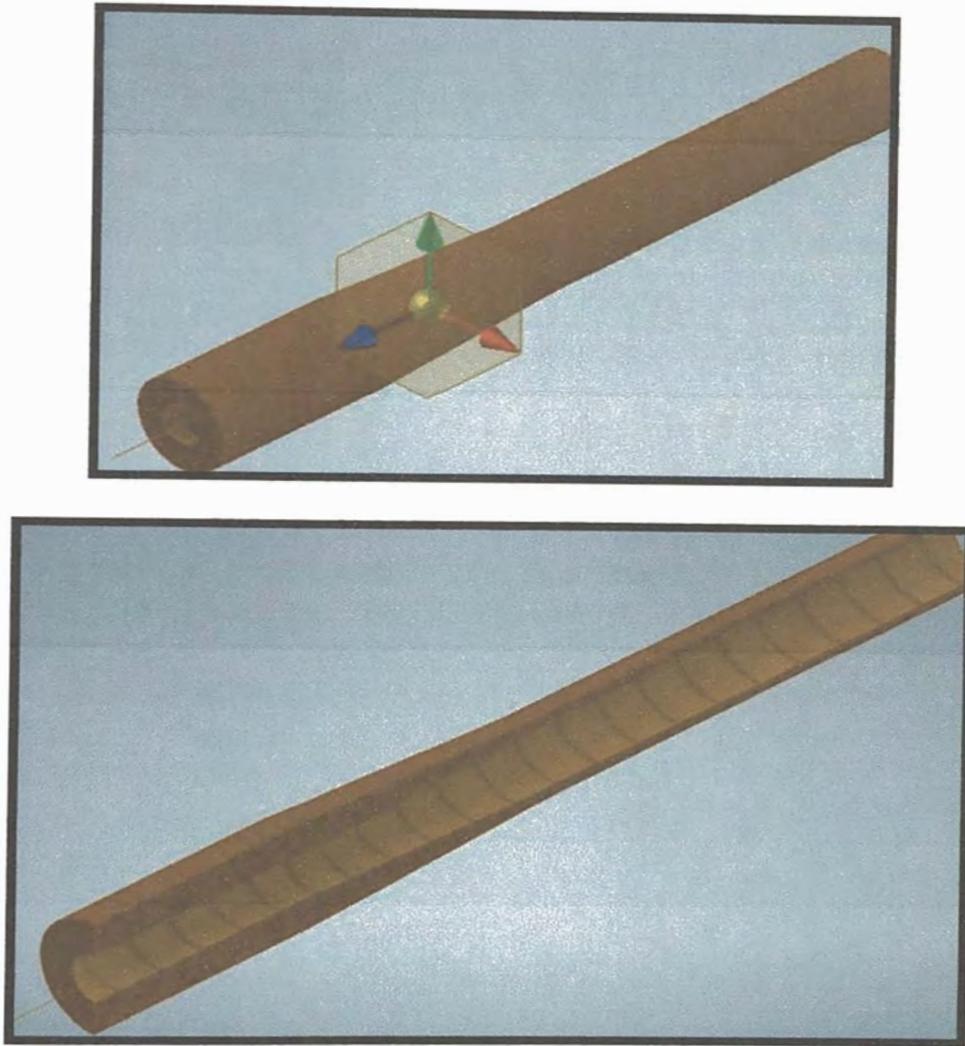


### **3.2.8. Cálculo de potencia para la zona de prensado**

Para el cálculo de potencia en la zona de prensado es necesario conocer los momentos de inercia de la pasta de pescado y el tornillo helicoidal. Con ayuda del software Inventor podremos obtener estos datos como se ve en la Figura 59.

**Figura 59**

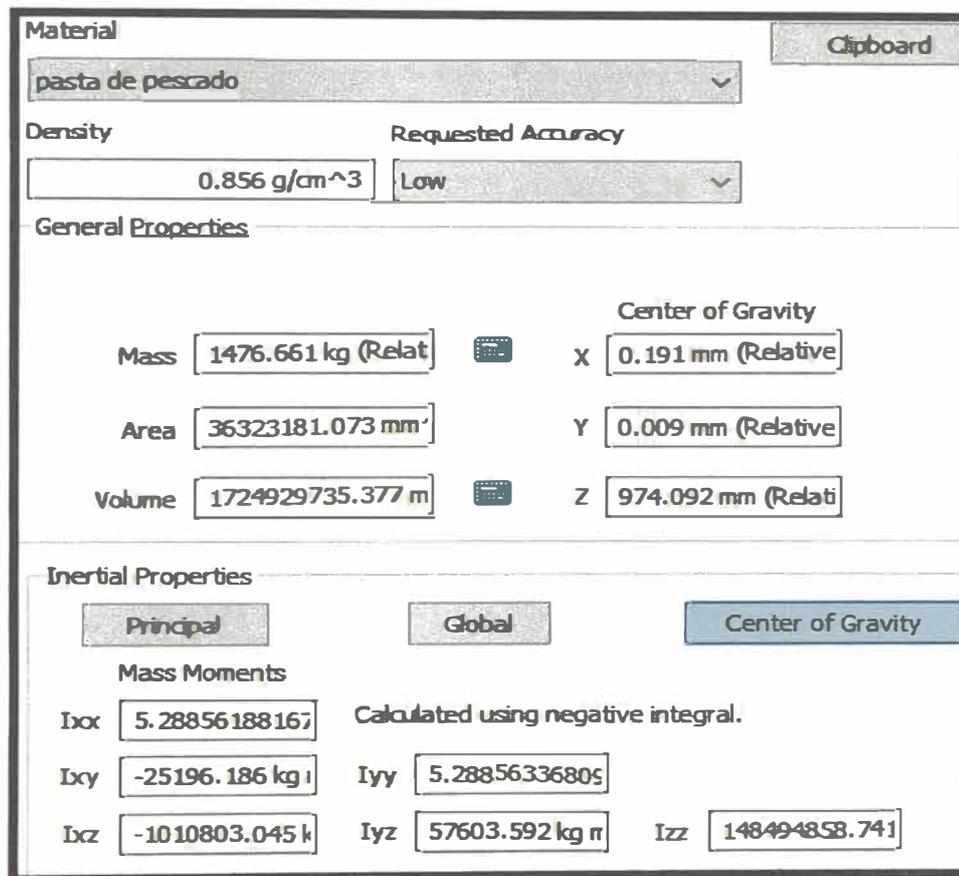
*Vista de pasta de pescado alrededor del tornillo helicoidal*



Usando las ecuaciones desde 69 al 80 podremos calcular la potencia en la zona de prensado para ello necesitamos datos como son los momentos de inercia de pasta de pescado que se forma alrededor del tornillo helicoidal. Este dato lo obtenemos de las propiedades de la figura geométrica que se ve en la Figura 59. estos datos se pueden ver en la Figura 60. Para poder hallar la potencia en la zona de prensado debemos usar la ecuación 80.

**Figura 60**

Valores de la pasta de pescado alrededor del tornillo de helicoidal rediseñado



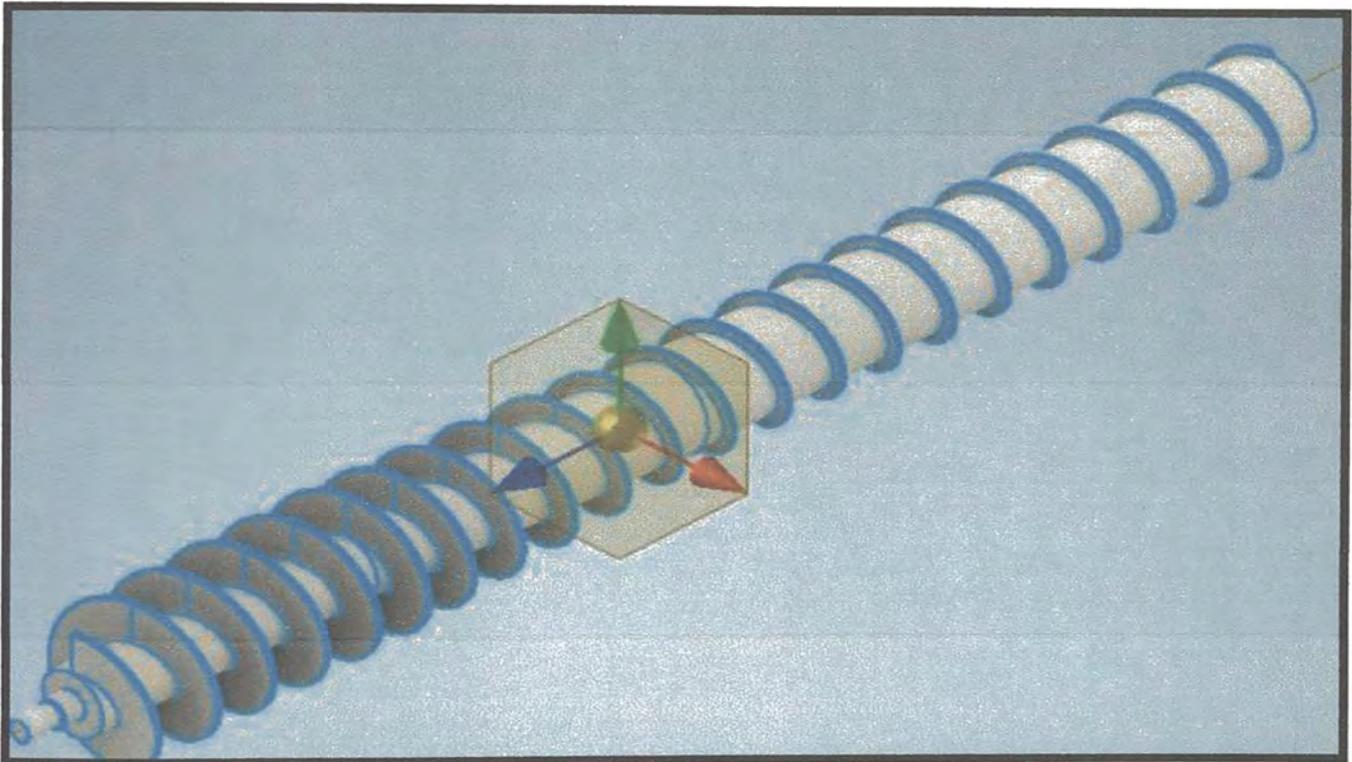
Con la Figura 60 podemos obtener el valor del momento de inercia de la pasta de pescado igual a:

$$I_p = 148.494 \text{ kg.m}^2$$

En el diseño del tornillo helicoidal en Inventor podremos obtener el valor del momento de inercia del tornillo helicoidal respecto de eje de giro como se ve en la Figura 61.

**Figura 61**

*Vista del tornillo helicoidal rediseñado en Inventor*



Para la obtención de estos datos se debe ver los datos del tornillo helicoidal obtenido en Inventor como se ve en la Figura 62. Para el tornillo helicoidal se ha elegido acero ASTM A36.

**Figura 62**

*Datos del tornillo de helicoidal rediseñado*

The screenshot displays a software interface for material and inertial properties. The material is set to 'Steel' with a density of 7.850 g/cm<sup>3</sup> and a requested accuracy of 'Low'. Under 'General Properties', the mass is 2897.283 kg, area is 39527607.437 mm<sup>2</sup>, and volume is 369080670.220 mm<sup>3</sup>. The center of gravity coordinates are X: 0.869 mm, Y: 0.004 mm, and Z: 263.373 mm. Under 'Inertial Properties', the 'Center of Gravity' tab is selected, showing mass moments: I<sub>xx</sub> = 1.3716367120E+08, I<sub>yy</sub> = 1.3716363553E+08, I<sub>zz</sub> = 150377641.154, I<sub>xy</sub> = -204803.755 kg, I<sub>xz</sub> = -11236212.389, and I<sub>yz</sub> = -266505.781 kg. A note indicates that I<sub>xx</sub> is calculated using a negative integral.

En la cual podemos obtener el valor del momento de inercia del tornillo helicoidal igual a:

$$I_h = 150.377 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Para hallar la potencia generada en una vuelta consideramos que la variación de tiempo será:

$$\Delta t = \frac{1 \text{ Rev}}{4 \text{ RPM}} = 15 \text{ seg}$$

Con este valor podremos calcular la potencia de la pasta y el tornillo generado por el giro radial:

$$\frac{I_h w^2}{\Delta t} + \frac{I_p w^2}{\Delta t} = 3.496 \text{ W}$$

Para el cálculo de la energía cinética se tomaron los valores de la masa y la velocidad de la pasta de pescado en cada paso como se ve en la Figura 63.

**Figura 63**

*Valores de masa y velocidad de la pasta de pescado en cada paso*

```

--> //MASA EN Kg y VELOCIDAD EN m/s EN CADA PASO
--> [PASO1,mt1,Vo]
ans =
  1.      208.875      0.023
  2.      184.427      0.021
  3.      182.390      0.020
  4.      174.237      0.020
  5.      172.878      0.019
  6.      143.392      0.017
  7.      136.261      0.019
  8.      129.629      0.021
  9.      105.833      0.021
 10.      77.442       0.021
 11.      51.374       0.021
 12.      51.374       0.021
 13.      51.374       0.021
 14.      51.374       0.021
 15.      51.374       0.021
 16.      51.374       0.021
 17.      51.374       0.021
 18.      51.374       0.021
 19.      51.374       0.021
 20.      51.374       0.021
 21.      51.374       0.021
 22.      51.374       0.021

```

La potencia de la energía cinética de la pasta será:

$$0.5 \frac{\sum_{n=1}^p m_{p,n} \cdot V_{r,n}^2}{\Delta t} = 0.0168 \text{ W}$$

Para el cálculo de la potencia generado por la fuerza de fricción tomamos datos

como;

$\mu = 0.8$ ; RPM=4,  $W = 0.4188790$  rad/s; con estos valores y las dimensiones de los tornillos helicoidales rediseñados obtenemos la potencia:

$$P_{Fr} = 101.779 \text{ kW}$$

Una vez obtenidos todos los valores de la ecuación 69 obtenemos la

$$P_{ZP} = 101.782 \text{ kW}$$

Una vez hallado la potencia en la zona de prensado podremos hallar el torque mínimo para poder generar el movimiento de la pasta, usando la ecuación 80

$$T_h = 121.494 \text{ KN.m}$$

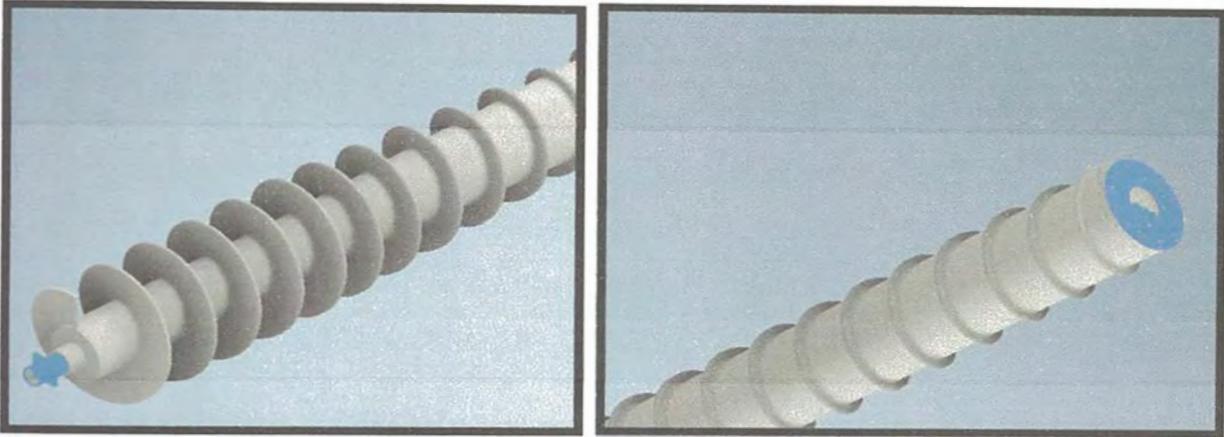
Con estos valores, podremos analizar el los esfuerzos sobre los tornillos helicoidales, así como la potencia en la caja de engranajes.

### **3.2.9. *Análisis de esfuerzos del tornillo helicoidal***

Para el análisis de esfuerzos en el tornillo helicoidal usaremos el software Inventor Simulation para poder obtener tanto el esfuerzo máximo, momento de corte, así como su máxima deflexión a lo largo del tornillo helicoidal, en este análisis maximizaremos cargas vivas sobre el tornillo helicoidal usando las presiones máximas en cada paso que se hallaron en la sección pasada. En este análisis usaremos el nuevo rediseño del tornillo helicoidal para determinar el mejoramiento en rediseño de la prensa a una capacidad de 50 tm/h. Para poder hacer el análisis de esfuerzos se debe colocar zonas o puntos de apoyo, para poder hallar las fuerzas de reacciones en los apoyos, así como los máximos y mínimos esfuerzos sobre el tornillo helicoidal (Mata,2011).

**Figura 64**

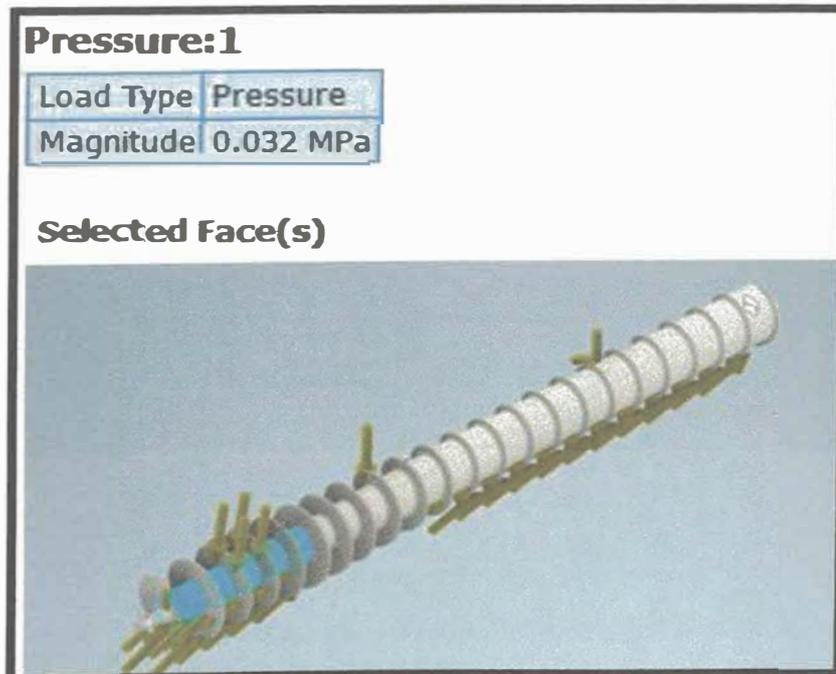
*Zonas o punto de apoyo*



Para la aplicación de fuerzas y presiones colocamos las presiones y fuerzas máximas sobre el tornillo helicoidal. Para la zona de alimentación colocaremos la presión máxima de 0.032 MPa sobre todo el eje interno recto como se ve en la Figura 65.

**Figura 65**

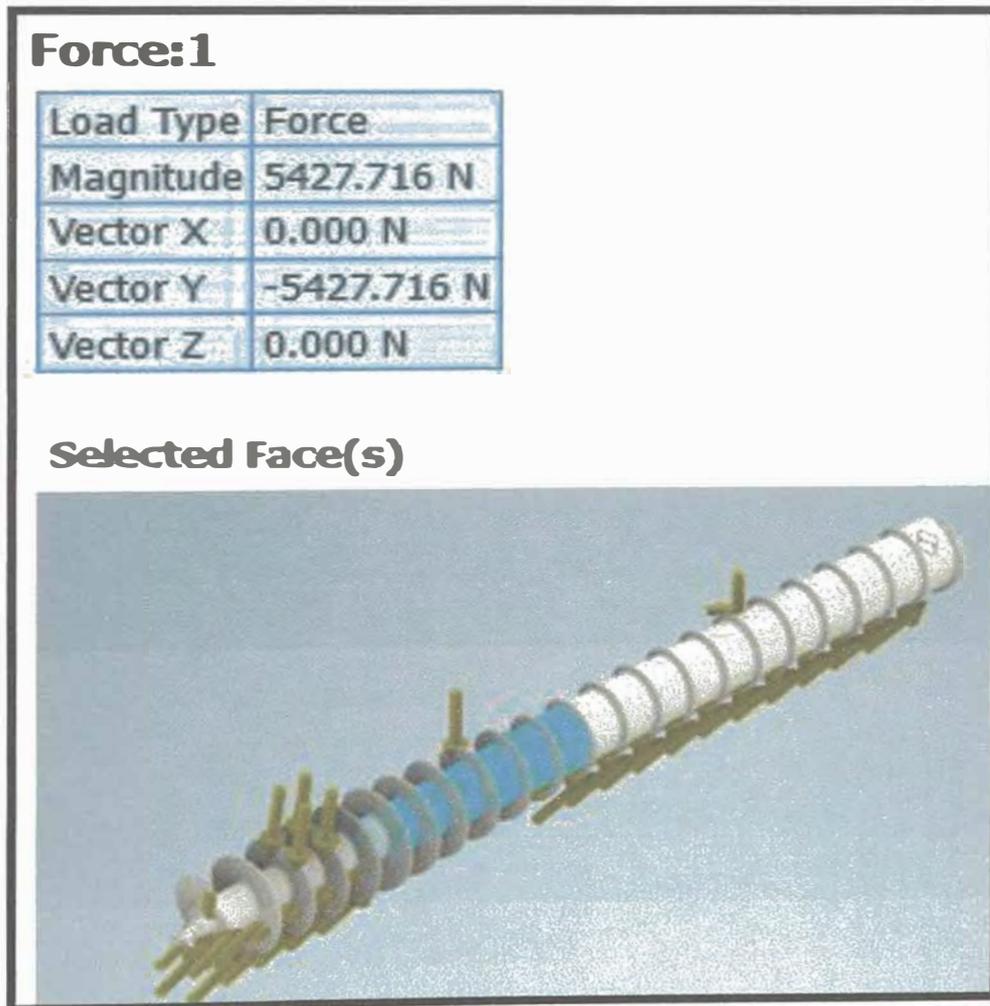
*Presión 1 en eje interno*



La siguiente fuerza aplicada sobre el tornillo se da en la zona cónica del eje interno para esta fuerza se ha considerado la mitad de la carga de del segundo paso como se vio en la Figura 66 esta carga era de 92.214 kg al considerarlo sobre seis pasos se tiene la siguiente carga 5427.715 N.

**Figura 66**

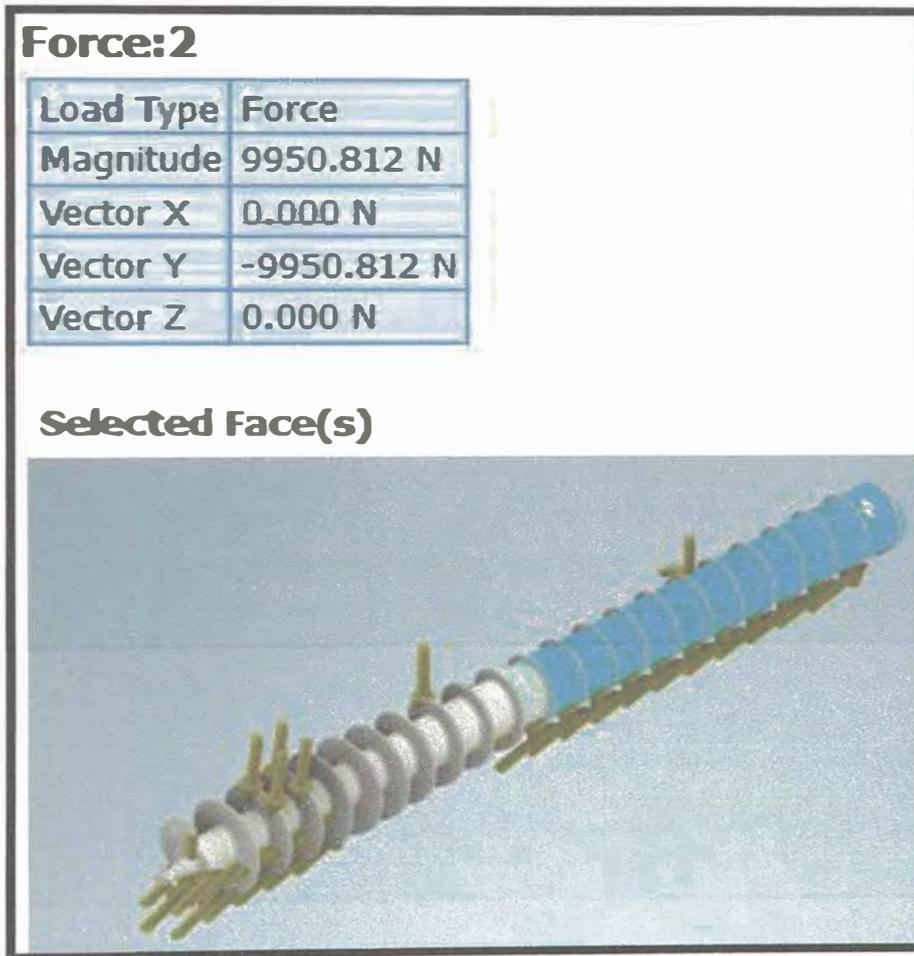
*Aplicación de fuerza sobre eje cónico*



Para la segunda zona cónica del eje interno se toma la misma carga de 92.214 kg para los dos tornillos por lo que para cada tornillo la carga será de en cada paso; considerando que se tienen 11 pasos en esta zona la carga total será de 9950.812 N como se ve en la Figura 67.

**Figura 67**

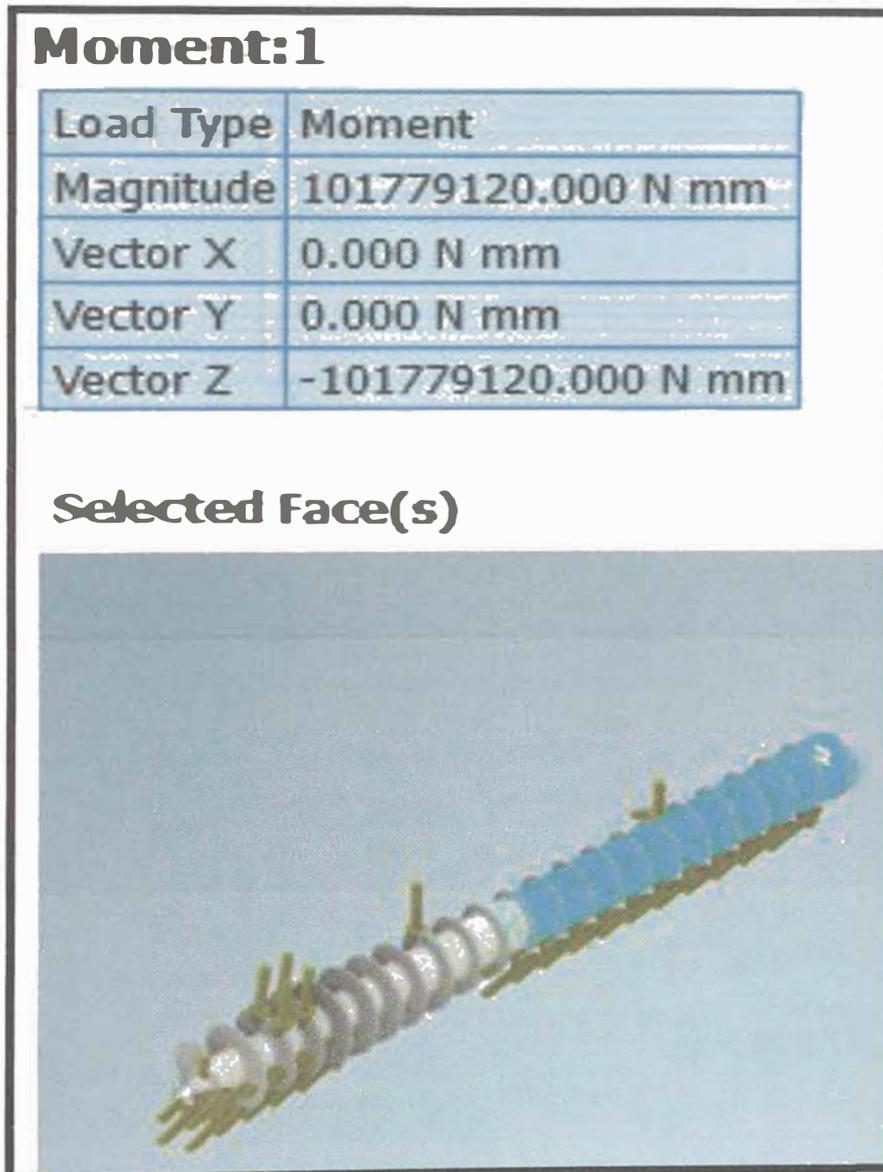
*Fuerza sobre segunda zona cónica del eje interno*



Se considerará el momento hallado anteriormente para hacer el cálculo de esfuerzo como se halló anteriormente el momento o torque para el movimiento será de 101.340 KN.m. Este se coloca en el tornillo con un giro horario respecto al eje z como se ve en la Figura 68.

Figura 68

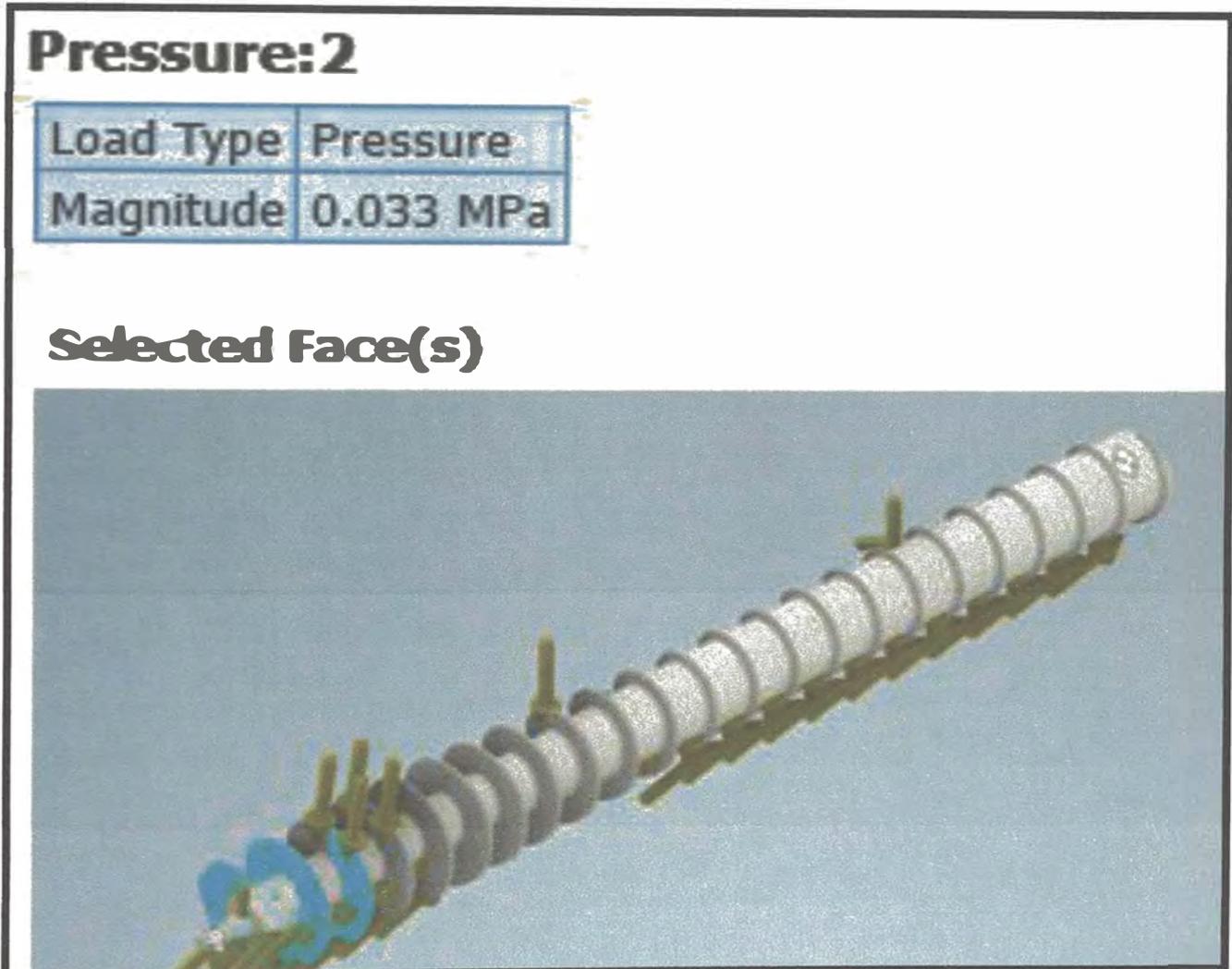
Aplicación de momento en tornillo helicoidal



Para la aplicación de presión en las hélices del tornillo helicoidal tenemos que analizar la zona de alimentación de la prensa ya es en esta parte donde se tiene la mayor presión de 0.033 MPa por la acumulación de pasta en la tolva. Esta presión se colocará en las dos primeras hélices para maximizar esfuerzos.

Figura 69

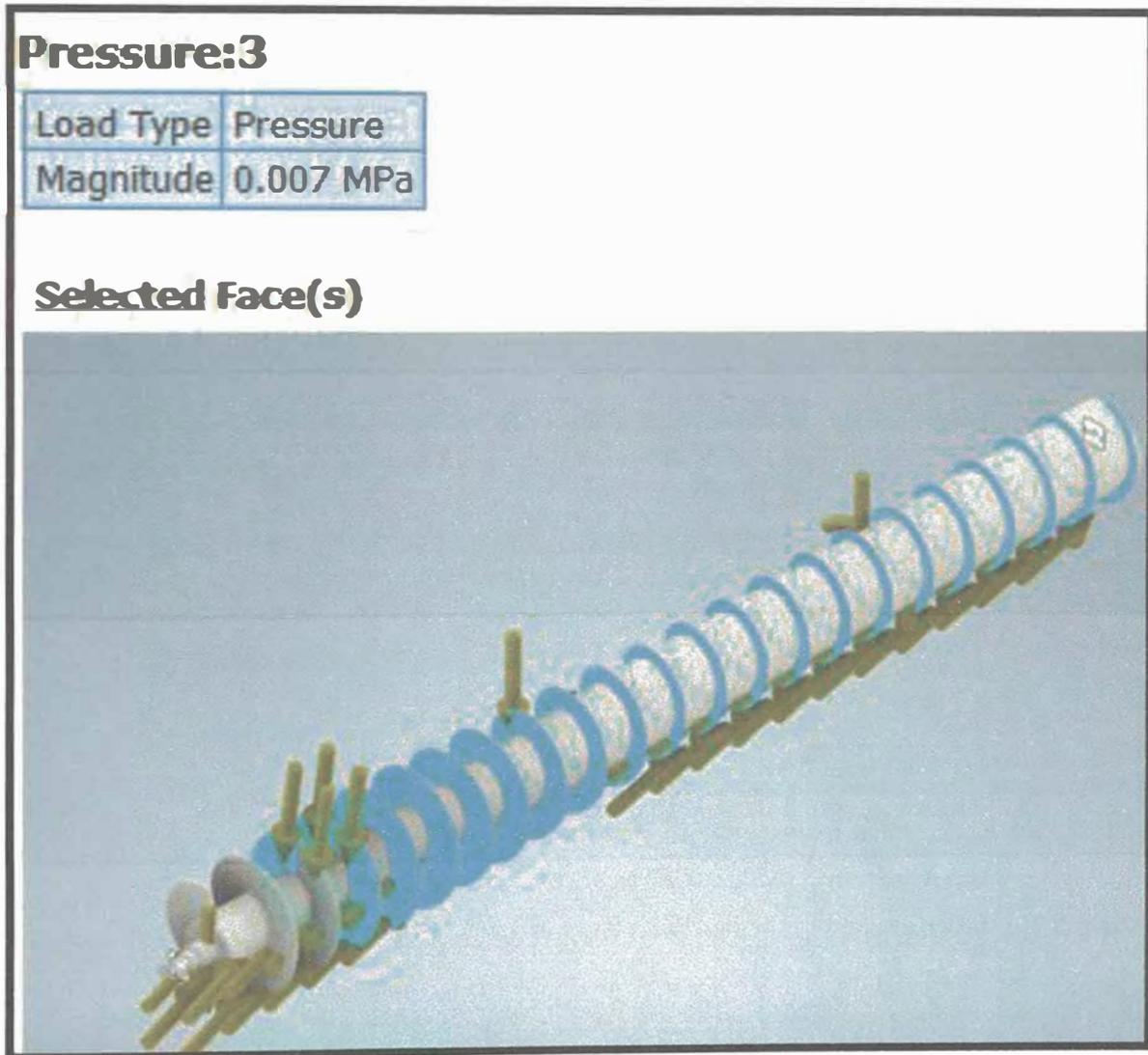
Aplicación de presión 2 sobre hélices



Para el resto de hélices se le aplicará la segunda presión más alta la cual es de 0.007MPa como se ve en la Figura 70.

**Figura 70**

*Aplicación de presión 3 sobre hélices*



Una vez colocada todas las cargas sobre el tornillo helicoidal se podrá calcular las reacciones y momentos sobre los puntos de apoyo del tornillo helicoidal como se ve en la Tabla 16.

**Tabla 16**

*Resultados de cálculo de reacciones y momentos sobre apoyos*

Restricciones	Fuerza de reacción		Momento de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción fijo: 2	33151.5 N	0 N	112927 N.m	-44533.1 N.m
		29474 N		0 N.m
		15175.9 N		103775 N.m
Restricción de pasador: 1	42145.2 N	0 N	12096.4 N.m	12096.2 N.m
		17643.3 N		70.1752 N.m
		38274.4 N		0 N.m

Los demas resulatlados obtenidos se verán en la Tabla 17 estos resulatlados han sido obtenidos usando el analisis de Inventor.

**Tabla 17**

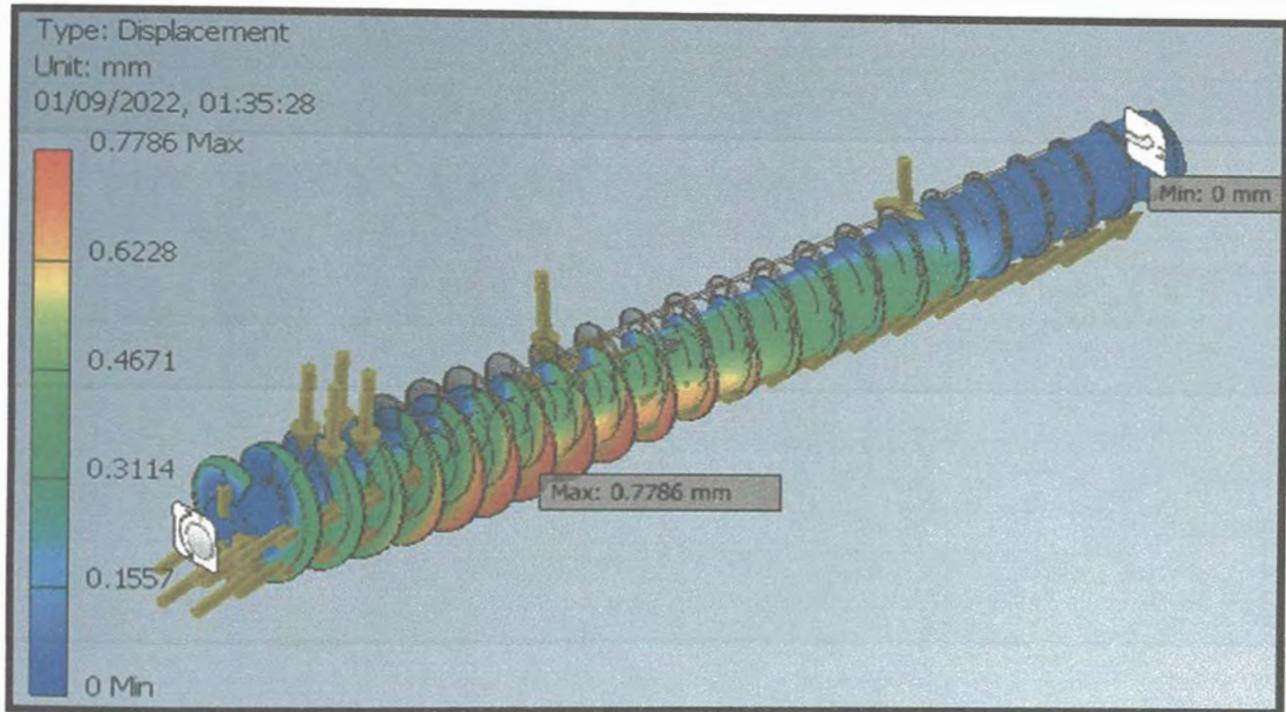
*Resultados de esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad de tornillo helicoidal*

Propiedades	Mínimo	Máximo
Volumen	368350000 mm <sup>3</sup>	
Masa	2891.55 Kg	
Von Mises Stress	0.00211406 MPa	112.99 MPa
1° Principal Strees	-5.775 MPa	119.009 MPa
3° Principal Strees	-88.850 MPa	10.673 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.778 mm
Factor de Seguridad	1.832	15
Stress XX	-21.904 MPa	32.407 MPa
Stress XY	-10.514 MPa	11.269 MPa
Stress XZ	-23.778 MPa	14.714 MPa
Stress YY	-18.873 Mpa	32.132 MPa
Stress YZ	-39.117 MPa	11.132 MPa
Stress ZZ	-77.499 MPa	106.843 MPa
Desplazamiento en X	-0.396 mm	0.398 mm
Desplazamiento en Y	-0.778 mm	0.359 mm
Desplazamiento en Z	-0.146 mm	0.082 mm

En la Figura 71 se podrá ver los máximos y mínimos desplazamientos que se han tenido a lo largo del tornillo helicoidal; podemos ver que las mayores deformaciones se dan en la zona de transición.

**Figura 71**

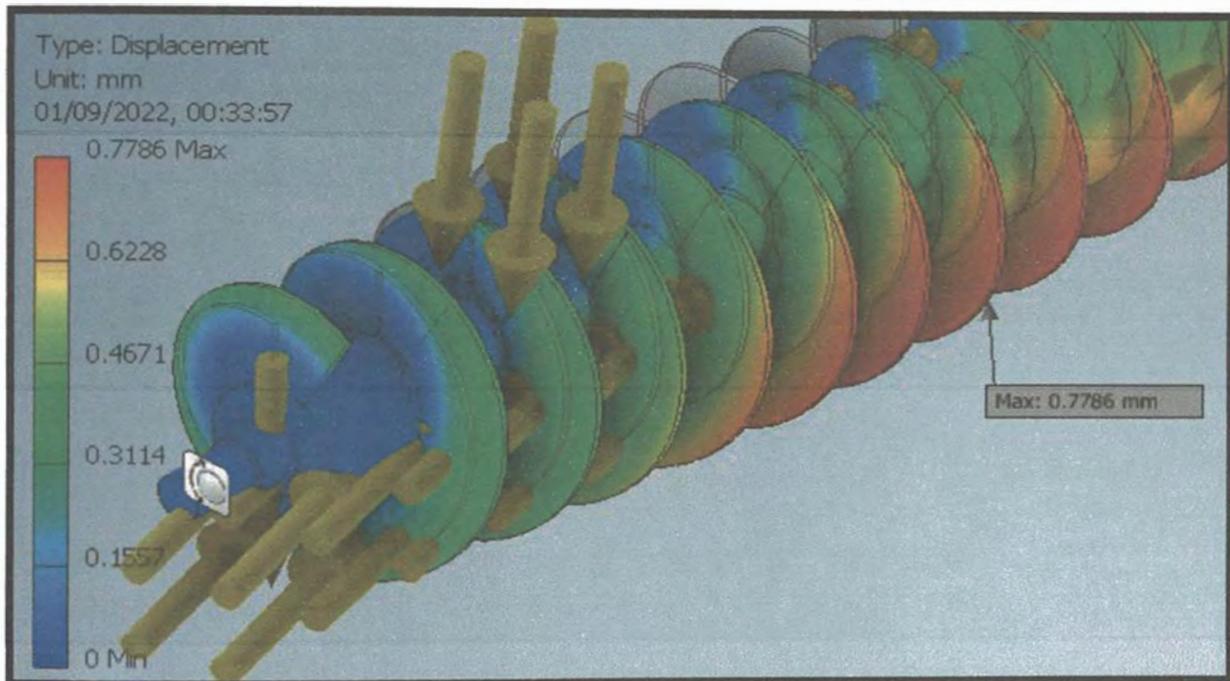
*Desplazamiento sobre el tornillo helicoidal rediseñado*



Una vista más detallada del punto de máxima deformación se puede ver en la Figura 72 la máxima deformación será de 0.7786 mm en el octavo paso

**Figura 72**

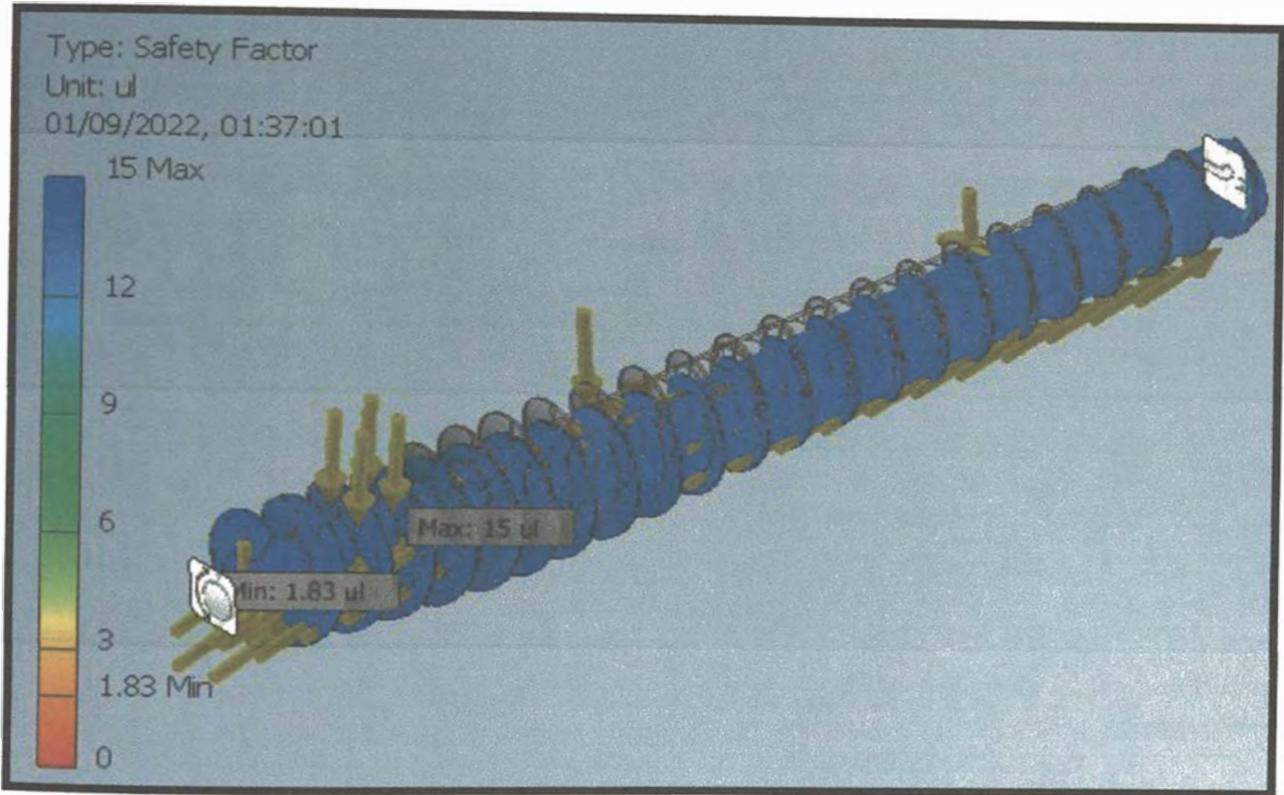
*Vista detallada de desplazamiento en tornillo helicoidal*



Para el análisis de factor de seguridad se puede ver alrededor del tornillo helicoidal como se ve en la Figura 73, el máximo factor de seguridad será de 15 en casi todo el tornillo helicoidal.

**Figura 73**

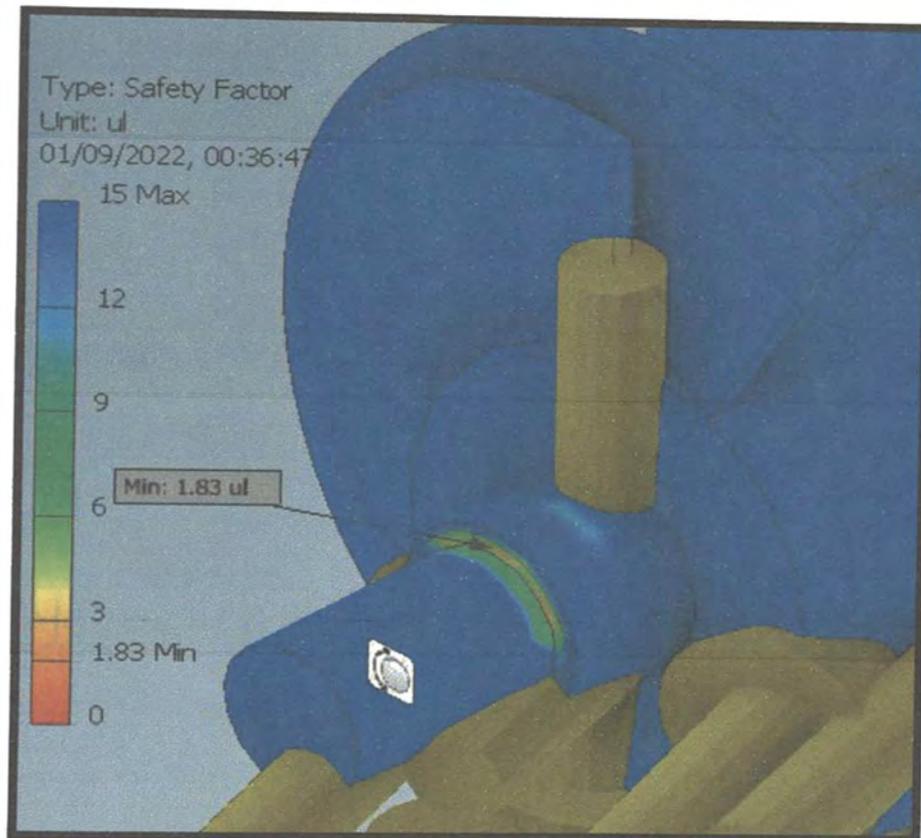
*Factor de seguridad sobre tornillo helicoidal*



Para el mínimo factor de seguridad de 1.83 que se tiene sobre el tornillo helicoidal, se puede ver que se encuentra en el extremo del tornillo helicoidal en la parte del eje de giro que se colocará una chumacera por lo que podemos deducir que los mayores esfuerzos de se encuentran en esta zona como se ve en la Figura 74 y en el anexo 6.

**Figura 74**

*Vista detallada del factor de seguridad sobre tornillo helicoidal*

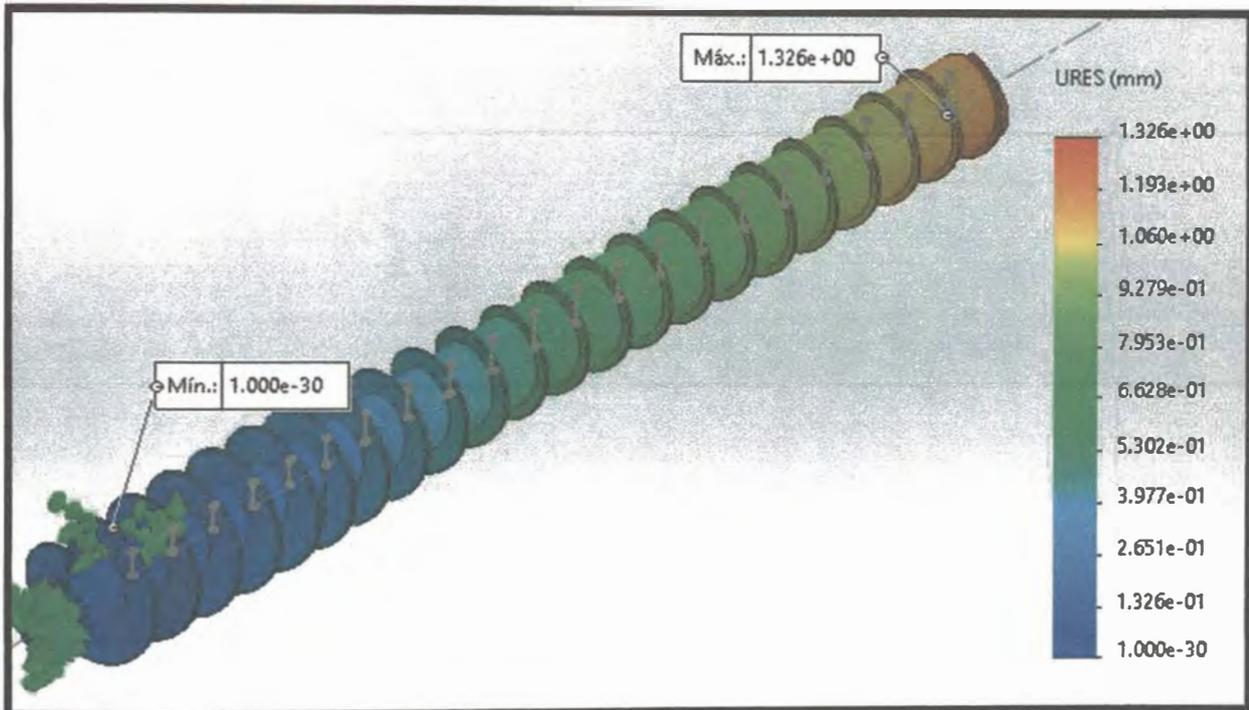


### **3.2.10. Cálculo de dilatación térmica en tornillo helicoidal**

Para el cálculo de dilatación térmica se debe de analizar el tornillo helicoidal a una temperatura de 90 °C se podrá calcular cuánto y donde se producen las máximas expansión causada por la dilatación; asumiendo el coeficiente de dilatación térmica de  $\alpha = 11 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ , con el software Solidworks podremos calcular la máximas y mínimas dilataciones térmicas en el tornillo helicoidal como se ve en la Figura 75.

**Figura 75**

*Dilatación térmica en el tornillo helicoidal rediseñado*



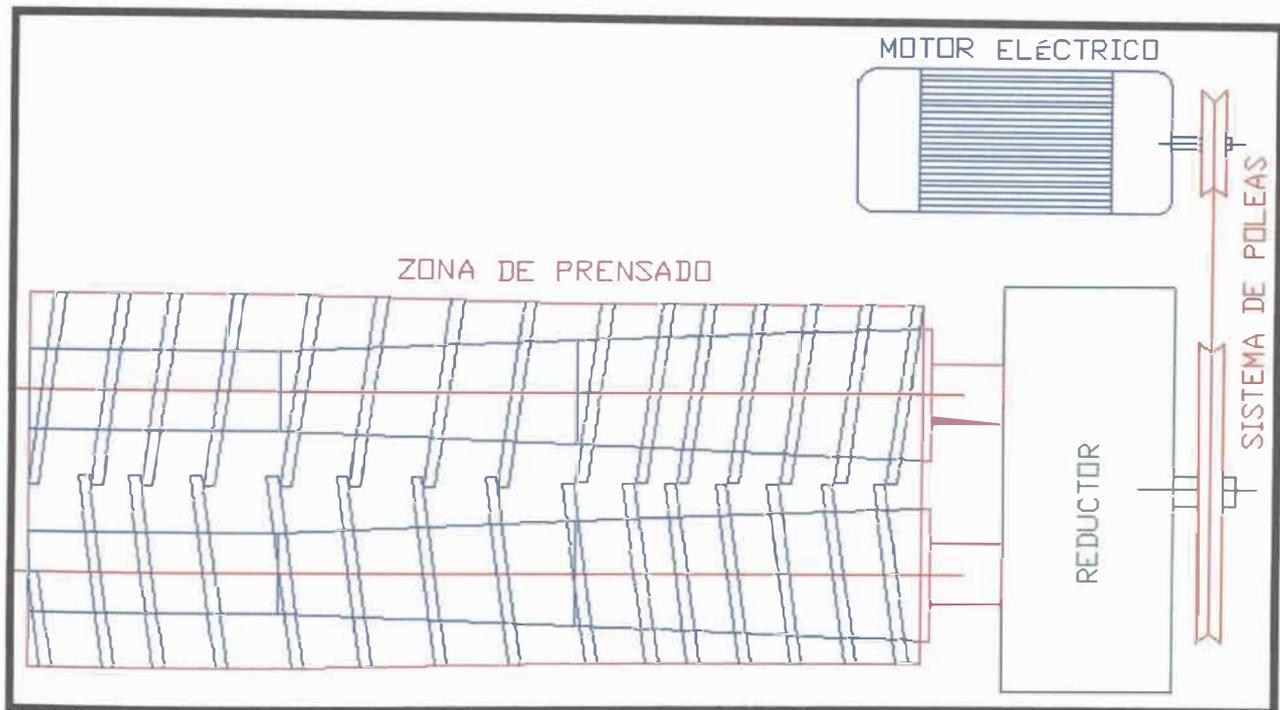
### **3.2.11. Cálculo en sistema de transmisión de potencia en el reductor**

Para el cálculo de transmisión de potencia desde el motor eléctrico hasta la zona de prensado debemos analizar los distintos sistemas de transmisión de potencia como se ve en la Figura 76 la cual estará compuesto por una caja de engranajes o reductor y un sistema de poleas.<sup>9</sup>

<sup>9</sup> Datos obtenidos de Manual de instrucciones MI00128E de Reductor MS64 (2014).

Figura 76

Sistema de transmisión de potencia



Para el análisis de potencia debemos saber la potencia necesaria del motor eléctrico para ello debemos analizar las eficiencias de los distintos sistemas de transmisión de potencia. Para el sistema de poleas la eficiencia será en  $\eta_p = 0.95$ ; para el reductor se tendrá que considerar la eficiencia de cada rodamiento  $\eta_r = 0.99$  y la eficiencia por el contacto entre dos engranajes  $\eta_e = 0.98$ . con estos datos podremos obtener la potencia del motor eléctrico y escoger un motor adecuado para la prensa.

Comenzamos desde la zona de prensado calculando la potencia de cada tornillo definido por:

$$P_{th} = \frac{P_{ZP}}{2} = \frac{101.782 \text{ kW}}{2} = 50.891 \text{ kW}$$

Conociendo el diseño del reductor podremos obtener la cantidad de rodamientos y engranajes en contacto que transmiten la potencia.

Usando las Figuras 77 y 78 podremos determinar la potencia hasta el engranaje E9 en el eje Ej7:

$$P_{t1} = \frac{50.89132}{0.98^3 \times 0.99^{10}} = 59.79 \text{ kW}$$

Para el otro tornillo la potencia en el eje Ej6 y el E4 será:

$$P_{t1} = \frac{50.89132}{0.98^2 \times 0.99^8} = 57.426 \text{ kW}$$

Para hallar potencia en el eje Ej9 será:

$$P_p = \frac{[59.79 + 57.426]}{0.98^2 \times 0.99^4} = 127.053 \text{ kW}$$

La potencia del motor eléctrico será:

$$P_m = \frac{127.053}{0.95} = 133.74 \text{ kW}$$

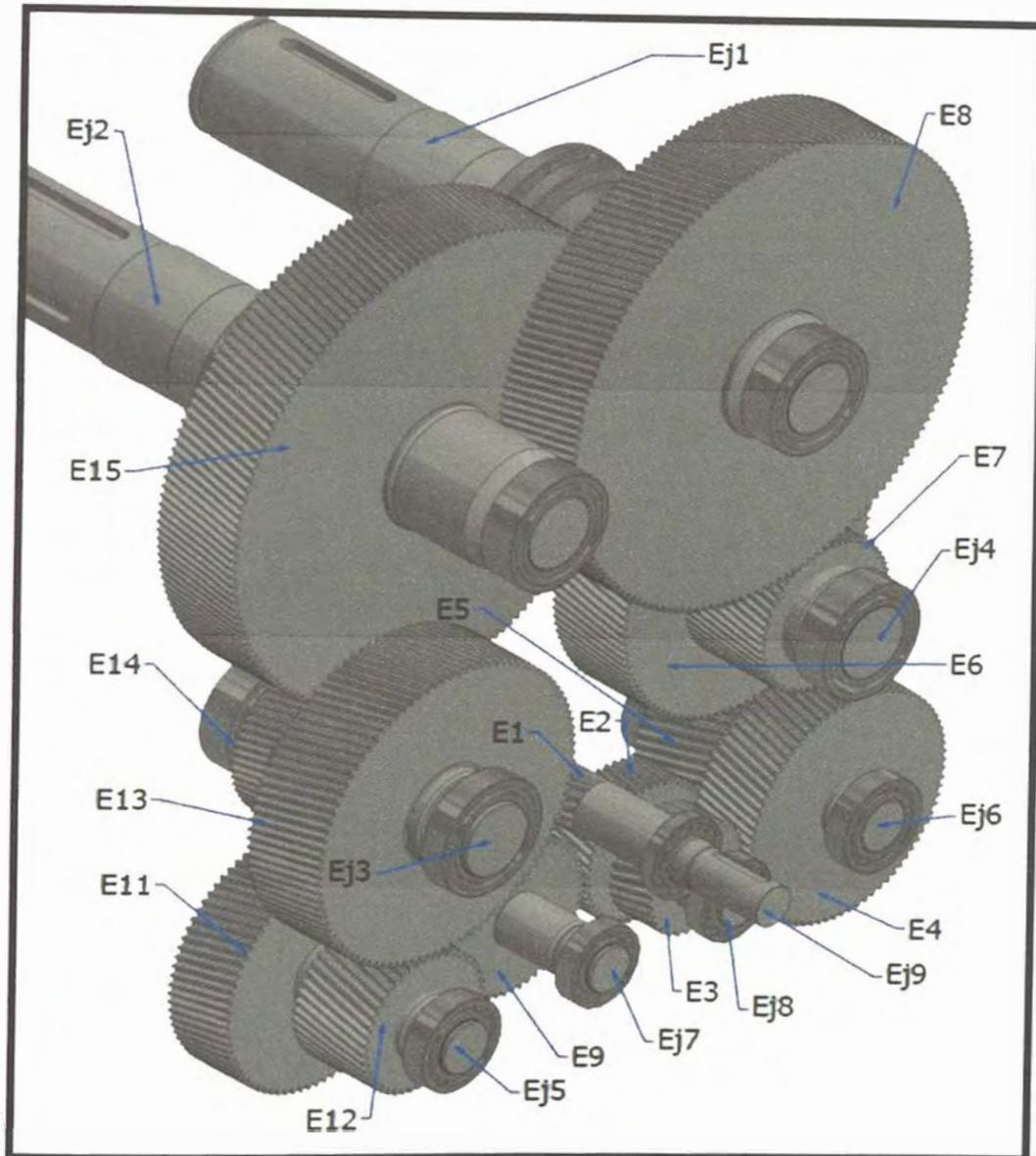
Una vez conocida la potencia necesaria para el motor podremos escoger un motor por catálogo para poder instalarlo en la prensa. En nuestro caso usaremos un motor eléctrico de marca WEG; modelo W50 de 60 Hz, 10 polos, potencia de 150 kW, 708 RPM, con un par nominal de 206 kgf.m como se muestra en el Anexo 7.

### **Análisis de engranajes**

Analizamos los valores del reductor de potencia como se muestra en el la figura 77 para poder hallar la relación de velocidad de entrada y salida del reductor para poder elegir el motor correspondiente, con ello necesitamos conocer la distribución de los engranajes dentro del reductor.

Figura 77

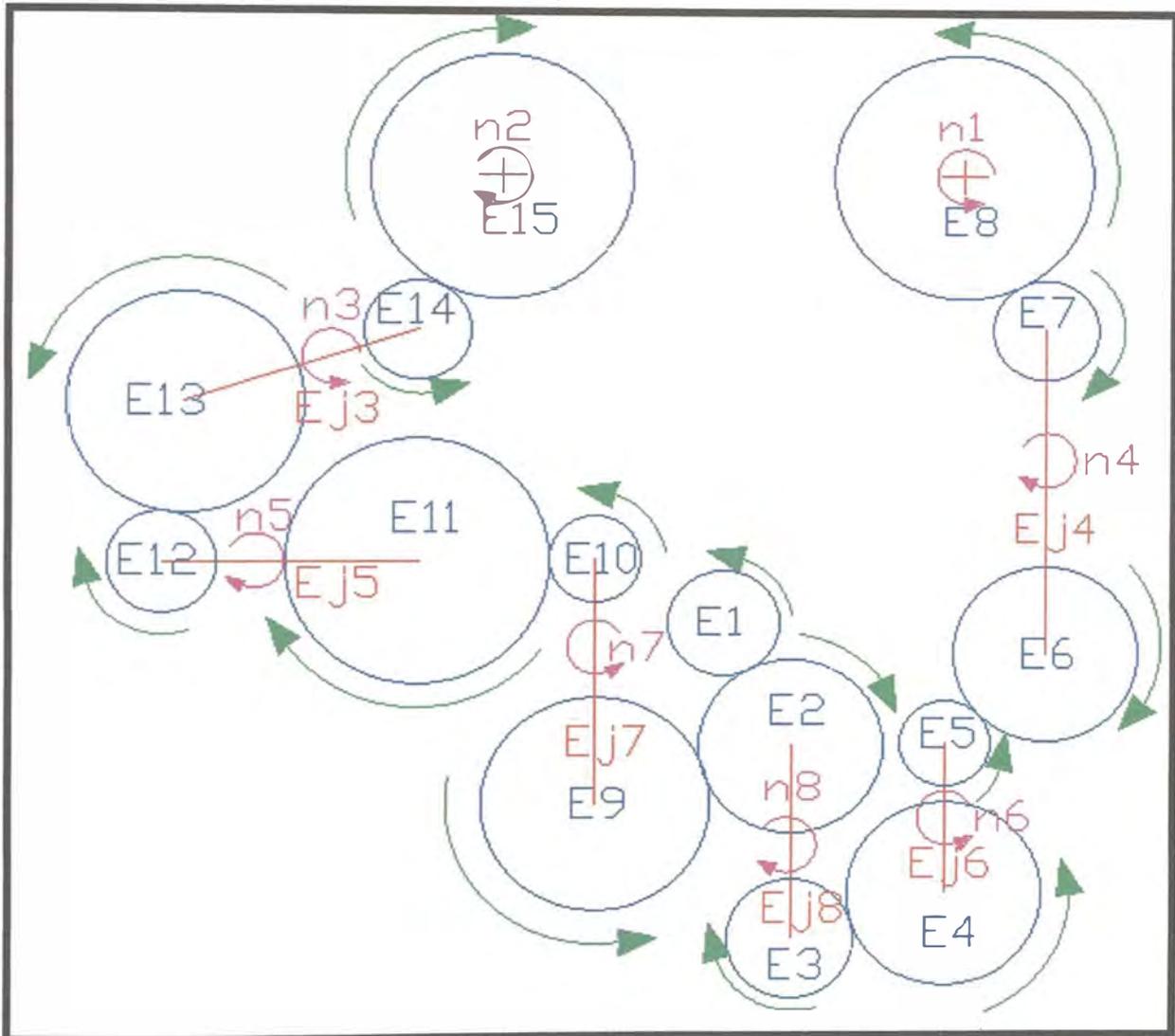
Sistema de engranaje interno



Sabiendo que las RPM en la salida del reductor debe ser de 4, ya que es la máxima revolución con la que giran los tornillos helicoidales se puede determinar las RPM en la entrada del reductor con la que debe de entrar desde el motor eléctrico a través de las poleas. Los engranajes usados son helicoidales son un ángulo de hélice de  $\Psi = 12$  y un ángulo de normal de  $\phi_n = 20$ .

Figura 78

Esquema del sistema de engranajes



Con los valores del hallados podremos calcular la ratio del reductor el cual será de 1:113.925 con lo que se podrá obtener las 4RPM de giro en los tornillos helicoidales como se ve en la Figura 78.

Verificamos el motor elegido en función del engranaje E1 para la transmisión de potencia, a través del motor eléctrico usando la ecuación 83.

Para hallar la potencia máxima por fatiga que se podrá transmitir los dientes de los engranajes E1 y E2. Se toma que el material es de acero, clase A5, Carburizado y endurecido en la superficie, dureza de 60 Brinell. (Alva,2011).

$$S_{at} = 479.93\text{MPa}, K_L = 1, K_V = 0.75, K_S = 1, K_m = 1.6, K_T = 1, K_R = 1, K_o = 1.25, K_B = 1., m_t = 6.134 \text{ mm}, F=181.3 \text{ mm}; J=0.45 \times 0.985=0.443.$$

Con estos datos el cálculo de potencia máxima por desgaste superficial en engranaje E1 será:

$$P_e = 282.45179 \text{ CV} = 207.746 \text{ kW}$$

Se puede calcular la potencia máxima por desgaste superficial del engranaje E1 se toman los siguientes datos:

$$C_V = 0.75, C_O = 1, C_S = 1, C_m = 1.6, C_f = 1, S_{ac} = 1549.99 \text{ Mpa}, C_L = 1, C_H = 1, C_T = 1, C_R = 1, C_P = 61,$$

Para el cálculo del factor geométrico I

$$I = \left( \frac{49}{49 + 16} \right) \times (0.1155 + 0.1345) = 0.188$$

Con estos datos el cálculo de potencia máxima por desgaste superficial en engranaje E1 será:

$$P_s = 329.493 \text{ CV} = 242.346 \text{ kW}$$

De la misma manera se podrá hacer el análisis de potencia en cada engranaje para ello tomaremos que todos los engranajes tendrán las mismas características como material, dureza, ciclo de vida entre otros, con ellos podremos obtener las potencias máximas que pueden soportar los engranajes estos resultados lo hemos obtenido usando un programa en SCILAB y los resultados los podemos observar en la tabla 18.

**Tabla 18**

*Datos de sistema de engranaje (parte 1)*

Eng	Número de dientes	Módulo (mm)	RPM	W rad/s	Diámetro de paso (mm)	mt (mm)	F min (mm)	J	I	Pe (kW)	Ps (kW)
E1	16	6	455.7	47.721	98.145	6.134	181.3	0.44	0.188	207.746	242.346
E2	49	6	148.8	15.582	300.568	6.134	181.3	0.5	0.188	235.375	242.346
E3	18	8	148.8	15.582	147.217	8.179	241.8	0.45	0.197	181.813	248.059
E4	60	8	44.64	4.675	490.723	8.179	241.8	0.53	0.197	216.339	248.059
E5	20	9	44.64	4.675	184.021	9.201	272	0.46	0.202	89.099	134.387
E6	72	9	12.4	1.299	662.477	9.201	272	0.53	0.202	102.677	134.387
E7	20	14	12.4	1.299	286.255	14.31	423.1	0.46	0.194	92.228	134.964
E8	62	14	4	0.419	887.392	14.31	423.1	0.53	0.194	107.356	134.964
E9	49	6	148.8	15.582	300.568	6.134	181.3	0.53	0.135	249.295	529.677
E10	18	8	148.8	15.582	147.217	8.179	241.8	0.45	0.197	181.813	248.059
E11	60	8	44.64	4.675	490.723	8.179	241.8	0.53	0.197	216.339	248.059
E12	20	9	44.64	4.675	184.021	9.201	272	0.46	0.202	89.099	134.387
E13	72	9	12.4	1.299	662.477	9.201	272	0.53	0.202	102.677	134.387
E14	20	14	12.4	1.299	286.255	14.31	423.1	0.46	0.194	92.228	134.964
E15	62	14	4	0.419	887.392	14.31	423.1	0.53	0.194	107.356	134.964

**Análisis de poleas**

Para el análisis de poleas debemos hallar los diámetros de las poleas necesarios para la transmisión de potencia y reducción de las RPM desde el motor eléctrico hasta el reductor, para ellos analizamos las RPM del motor elegido.

Las RPM del motor eléctrico será:

$$RPM_m = 708 \text{ RPM}$$

Sabiendo que las RPM de entrada del reductor es de 455.7 como se ve en la tabla 18 podremos encontrar una relación entre los diámetros de las poleas, obteniendo una relación de poleas de:

$$n_p = \frac{D}{d} = \frac{708}{455.7} = 1.553$$

Para el análisis de potencia de faja debemos hallar la potencia de diseño

$$P_d = P_m \times f. s. = 150 \times 1.3 = 195 \text{ kW} = 261.499 \text{ HP}$$

Eligiendo una faja es V especial 8V, para la transmisión de potencia.

Escogemos la polea de diámetro de 19 pulgadas.

$$d = 19 \text{ in} = 482.6 \text{ mm}; D = 1.553 \times 19 = 29.507 \approx 30 \text{ in} = 762 \text{ mm}$$

Escogemos la polea de 30 in o 762 mm para la polea mayor

Reemplazando los valores estimamos el valor de la distancia entre centros

$$C \geq 43.5; C = 71 \text{ in} = 1803.4 \text{ mm}$$

Con ello podremos calcular el valor aproximado de la longitud de la faja

$$L \approx 2 \times 71 + 1.65(30 + 19) \approx 222.85 \text{ in} = 5660.39 \text{ mm}$$

Se elige la faja 8V2360 de longitud de 224 in o 5689.6 mm, con  $K_L = 0.98$  se reemplaza en la ecuación:

$$5689.6 = 2C + \frac{\pi}{2}(482.6 + 762) + \frac{(762 - 482.6)^2}{4C}$$

La distancia exacta entre centros será de:

$$C = 73.3 \text{ in} = 1861.82 \text{ mm}$$

Para el cálculo de numero de fajas

$$HP_{\text{FAJA}} = [59.07 + 0.4843 \times 708/100] \times 0.989 \times 0.98 = 60.57 \text{ HP}$$

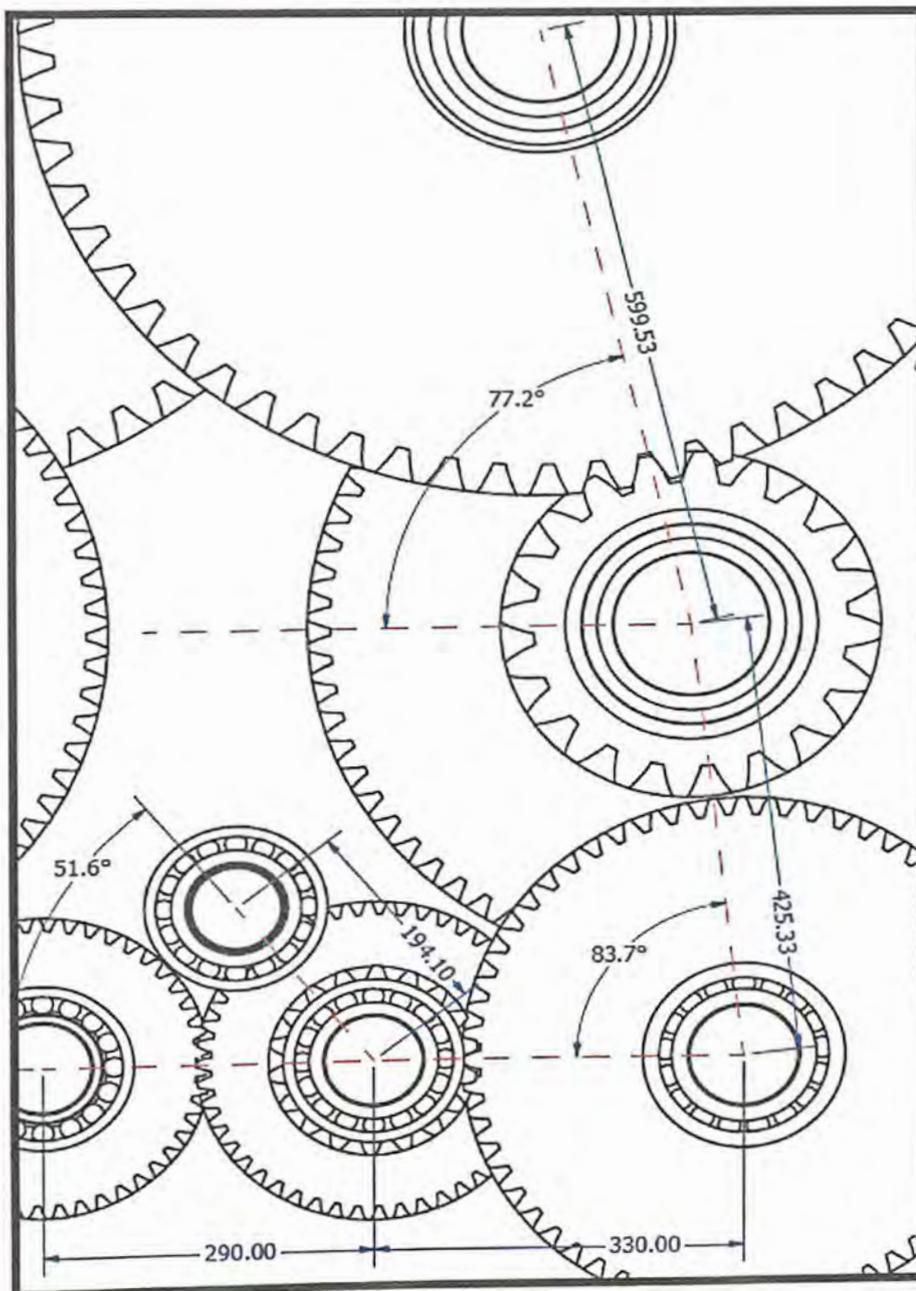
$$N_{\text{fajas}} = \frac{261.499}{60.57} = 4.31 \approx 5 \text{ Fajas}$$

## Análisis de ejes del reductor

Para el análisis de eje necesitamos los ángulos de distribución y colocación de los ejes en el reductor como se ve en la Figura 79, una vez conocido estos ángulos se podrá hacer el análisis de fuerzas y momentos flectores sobre los ejes.

**Figura 79**

*Esquema de disposición de engranajes*



Para el análisis en el eje Ej9 se debe tener en cuenta la fuerza producida por las poleas y el contacto de los engranajes como se muestra en la Figura 80. La fuerza generada por las poleas se definirá como "Fp" se calcula de la siguiente forma:

$$F_p = 2.5 \times \frac{2 \times 150000}{455.7 \times 30 \times 0.0254} = 2.159 \text{ KN}$$

Cargas en el piñón del eje Ej9

$$W_t = \frac{2 \times 150000}{455.7 \times 98.1447 \times 0.001} = 6.707 \text{ KN}$$

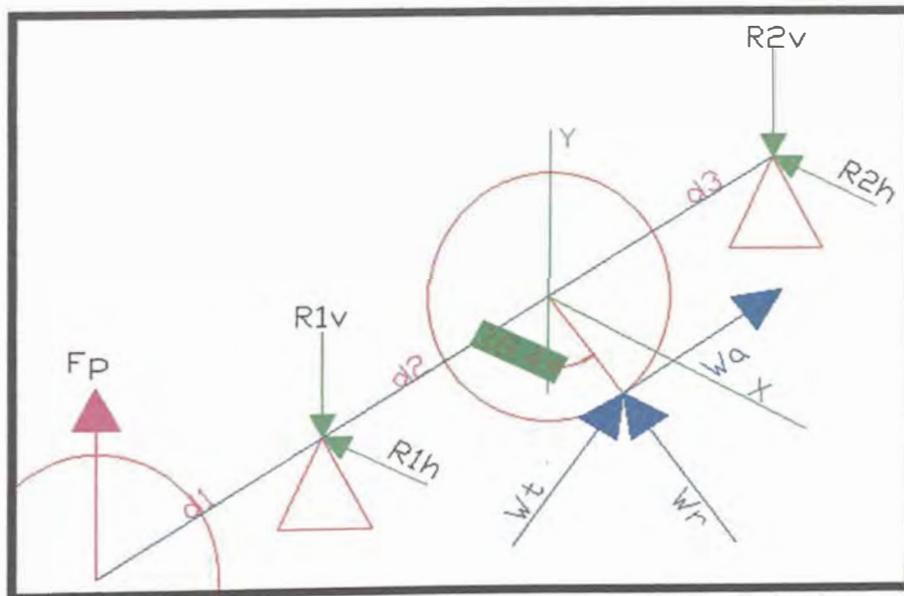
$$W_r = 6.707 \frac{\text{tg}20}{\cos12} = 2.49 \text{ KN}$$

$$W_a = -6.707 \times \text{tg}12 = -1.42 \text{ KN}$$

Estas fuerzas se pueden observar en la Figura 80.

**Figura 80**

*Esquema de fuerzas sobre eje Ej9*

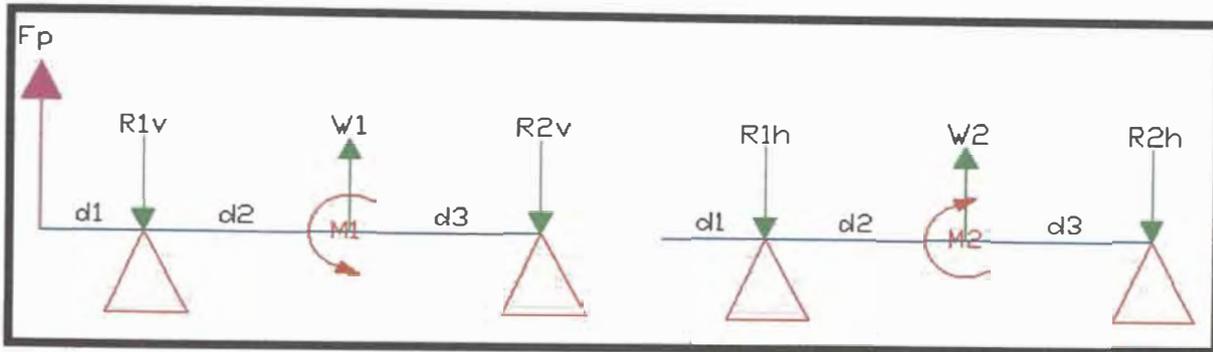


Los diagramas de fuerzas en el plano vertical y horizontal se pueden ver en la Figura

81.

**Figura 81**

*Esquema de fuerzas horizontales y verticales sobre eje Ej9*



$$d_1 = 144.1 \text{ mm}; d_2 = 244 \text{ mm}; d_3 = 56.6 \text{ mm};$$

$$W_1 = W_r \cos 38.4 + W_t \cos 51.6 = 6.11 \text{ KN};$$

$$W_2 = W_r \sin 38.4 - W_t \sin 51.6 = 6.802 \text{ KN};$$

$$M_1 = \frac{W_a \times 98.1447 \times 0.001}{2} \times \sin 38.4 = -0.043 \text{ KN.m};$$

$$M_2 = \frac{W_a \times 98.1447 \times 0.001}{2} \times \sin 51.6 = -0.055 \text{ KN.m};$$

Para el cálculo de reacciones en los apoyos

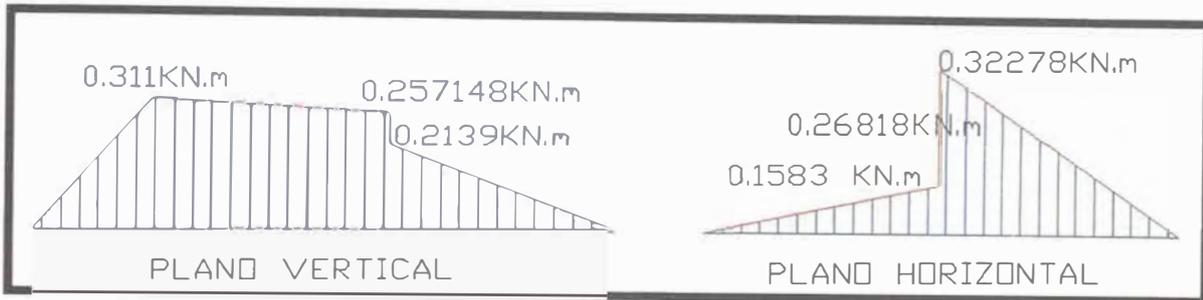
$$R_{1V} = 4.48 \text{ KN}; R_{1H} = 1.099 \text{ KN}$$

$$R_{2V} = 3.78 \text{ KN}; R_{2H} = 5.703 \text{ KN}$$

Los momentos flectores en los puntos donde se van a colocar el engranaje será

**Figura 82**

*Diagrama de momentos flectores del eje Ej9*



$$M_{E1H} = 0.257148 \text{ KN.m}; M_{E1V} = 0.268 \text{ KN.m};$$

El máximo momento en el punto donde está el engranaje E1 será:

$$M_{T_{E1}} = \sqrt{M_{V1}^2 + M_{H1}^2} = 0.372 \text{ KN.m};$$

Para el análisis de fuerzas sobre el eje se debe de calcular las potencias y fuerzas entre engranajes que presentan desde el motor eléctrico hasta los dos tornillos helicoidales, para ello necesitamos hallar las fuerzas  $W_{t3}$  y  $W_{t1}$  como se ve en la Figura 83, para poder determinar las potencias en cada tornillo helicoidal estará definido por:

$$P_{h1} + P_{h2} = 150 \text{ kW}$$

Se puede expresar como:

$$\frac{W_{t3}(300.5681) \times 15.582}{1000 \times 2} - \frac{W_{t1}(490.7235) \times 4.6747}{1000 \times 2} = 150 \text{ kW}$$

Para el análisis de momentos de torsión, sabiendo que  $W_{t2} = 6.707 \text{ KN}$  y  $\theta_2 = 218.4^\circ$  tenemos:

$$\frac{W_{t3}(300.5681)}{1000 \times 2} - \frac{W_{t1}(147.217)}{1000 \times 2} = \frac{6707 \times 300.568}{1000 \times 2}$$

De esta manera se podrá obtener los valores de  $W_{t3}$  y  $W_{t1}$

$$W_{t3} = 28.673 \text{ KN}, W_{t1} = -72.235 \text{ KN}$$

También se podrá obtener la potencia que van a ir a cada tornillo asumiendo que no hay pérdidas:

$$P_{h1} = 67.146 \text{ kW}; P_{h2} = 82.853 \text{ kW}$$

Una vez obtenida las potencias podremos analizar los demás ejes según su potencia.

Para el análisis de momentos flector del eje E<sub>j8</sub> usamos los valores de  $W_{t2}$ ,  $W_{t3}$  y  $W_{t1}$ .

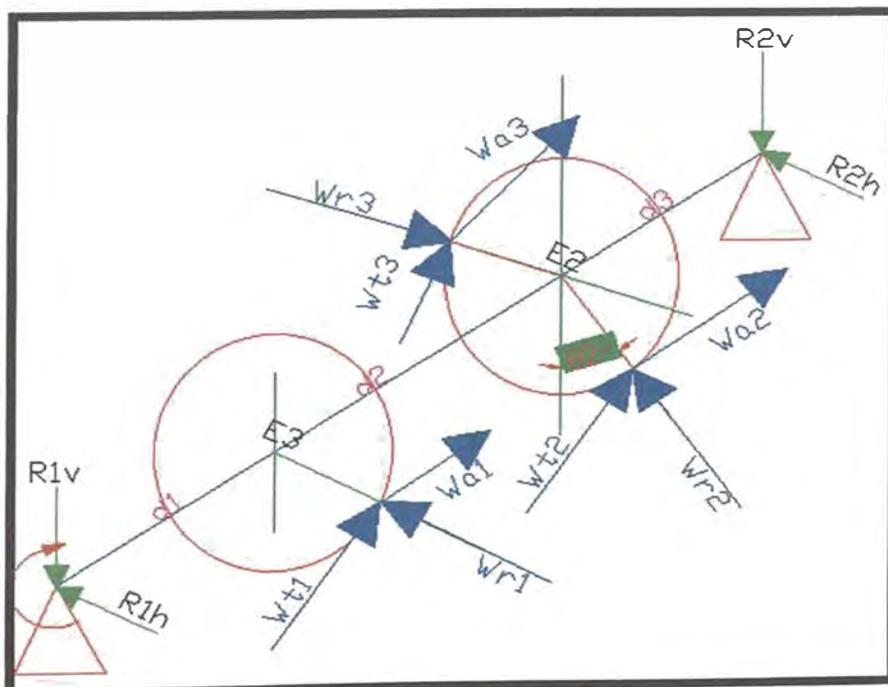
$$W_{t2} = 6.707 \text{ KN}; W_{a2} = +1.426 \text{ KN}, W_{r2} = 1.517 \text{ KN};$$

$$W_{t1} = -72.235 \text{ KN}; W_{a1} = +15.354 \text{ KN}, W_{r1} = 16.339 \text{ KN}$$

$$W_{t3} = 28.673 \text{ KN}; W_{a3} = -6.094 \text{ KN}, W_{r3} = 6.485 \text{ KN};$$

**Figura 83**

*Esquema de fuerzas sobre eje E<sub>j8</sub>*



Para el cálculo de reacciones en los apoyos del eje E<sub>j8</sub>; con  $d_1 = 110 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 131.6 \text{ mm}$ ;  $d_3 = 230.3 \text{ mm}$ .

$$R_{1V} = -43.661 \text{ KN} ; R_{1H} = -10.582 \text{ KN}$$

$$R_{2V} = -5.255 \text{ KN} ; R_{2H} = -1.963 \text{ KN}$$

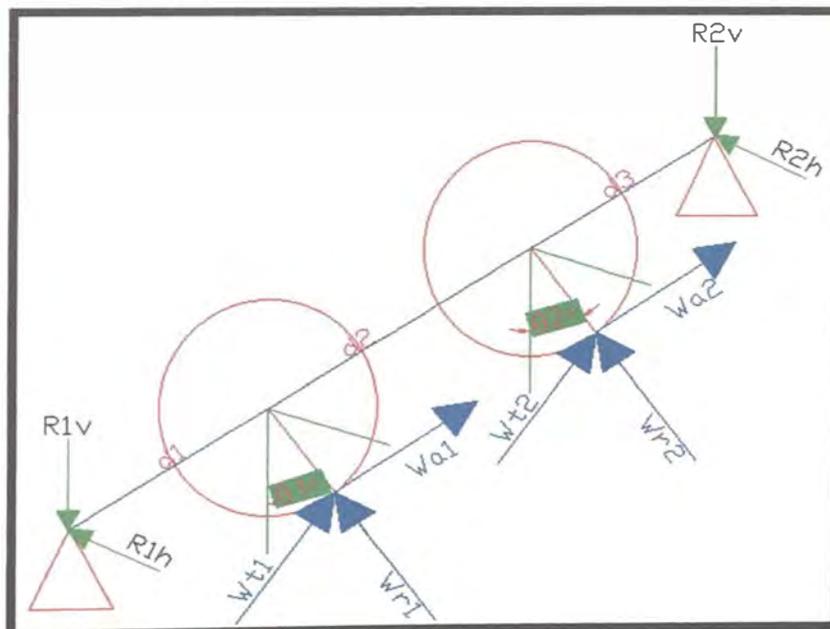
El máximo momento en el punto donde está el engranaje E2 y E3 será:

$$M_{T_{E2}} = 1.578 \text{ KN.m} ; M_{T_{E3}} = 4.803 \text{ KN.m} ;$$

Para los ejes Ej3, Ej5, Ej4, Ej6, Ej7 se deberán analizar con las fuerzas de contacto que se generan entre los engranajes, considerando el ángulo entre los centros en el contacto entre dos engranajes como se ve en la Figura 84.

**Figura 84**

*Esquema de fuerzas sobre eje Ej3, Ej5, Ej4, Ej6, Ej7*



Los datos para el análisis se podrán ver en la tabla 19, relacionando los ejes con las distancias entre engranajes y fuerzas de contacto entre engranajes.

**Tabla 19**

*Datos de sistema de engranaje (parte 2)*

EJES, ENGR	GRADOS		mm		
	$\theta 1$	$\theta 2$	d1	d2	d3
Ej3,E13,E14	-6.3	167	159.4	200.35	139.25
Ej4,E7,E6	6.3	-167	165.8	170.86	154.935
Ej5,E11,E12	90	174	145.5	205	125.5
Ej6,E4,E5	-90	-174	114.065	216.065	145.5
Ej7,E9,E10	90	-90	240.3	121	110

En la tabla 20 se ve el cálculo de fuerzas en los engranajes como se ve en la Figura 84.

**Tabla 20**

*Cálculo fuerzas en sistema de engranaje*

EJES, ENGR	KN					
	Wt1	Wa1	Wr1	Wt2	Wa2	Wr2
Ej3,E13,E14	-156.109	33.182	35.311	361.282	-76.792	81.721
Ej4,E7,E6	-445.798	94.757	100.838	192.629	40.944	43.572
Ej5,E11,E12	-156.109	-33.182	35.311	58.541	-12.443	13.241
Ej6,E4,E5	-72.235	-15.354	16.339	192.629	-40.944	43.572
Ej7,E9,E10	-28.673	6.094	6.485	58.541	12.443	13.241

Con estos datos se puede obtener los momentos flectores en cada punto donde se ubican los engranajes, así como las fuerzas resultantes sobre los apoyos como se ve en la tabla 21.

**Tabla 21**

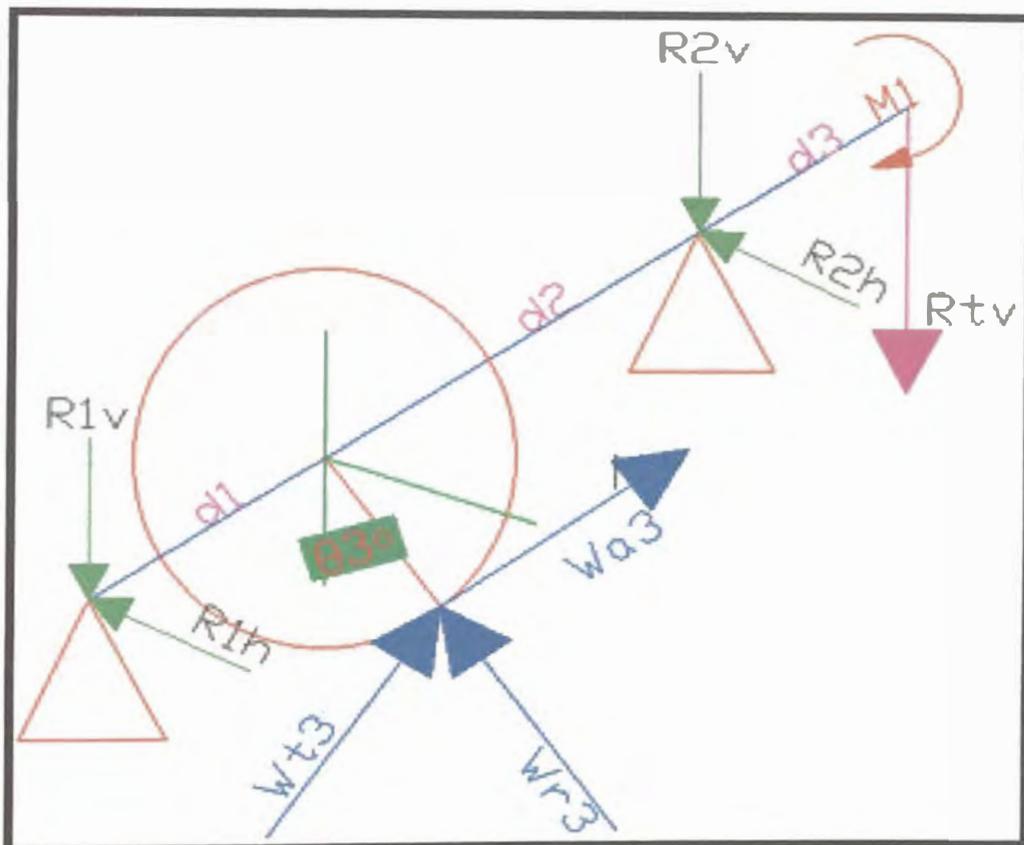
*Momentos flectores y resultantes sobre ejes*

EJES, ENGR	GRADOS		KN				KN.m	
	$\theta 1$	$\theta 2$	R1v	R2v	R1h	R2h	ME_1	ME_2
Ej3,E13,E14	-6.3	167.200	-8.965	74.918	-247.762	-371.703	39.447	54.195
Ej4,E7,E6	6.3	-167.200	6.566	-39.983	-360.073	-276.175	62.393	57.558
Ej5,E11,E12	90	173.700	-51.759	-32.067	-58.244	-115.695	9.279	16.447
Ej6,E4,E5	-90	-173.700	27.324	-4.045	-35.898	-130.943	8.457	19.136
Ej7,E9,E10	90	-90.000	30.905	140.309	-5.010	-43.406	7.723	15.534

Para el análisis de los ejes Ej1 y Ej2 se deben considerar la fuerza y momentos hallados en el análisis del tornillo helicoidal ya que estas fuerzas formaran parte del análisis de fuerzas y momentos de los ejes como se ve en la Figura 85.

**Figura 85**

*Esquema de fuerzas sobre ejes Ej1 y Ej2*



De la tabla 18 podremos obtener los valores hallados en el análisis de esfuerzos de los tornillos helicoidales

$$R_{tv} = 29.474 \text{ KN} ; M_1 = 44.533 \text{ KN.m}$$

Se deben usar las fuerzas obtenidas de la transmisión entre los engranajes, así como las distancias entre los engranajes para sus análisis como se muestra en la tabla 22.

**Tabla 22***Datos de sistema de engranaje en ejes Ej1 y Ej2*

EJES, ENGR	GRADOS	mm			KN		
	$\Theta_3$	d1	d2	d3	Wt3	Wa3	Wr3
Ej1,E8	12.8	162	324	816	-445.798	-94.757	100.838
Ej2,E15	-12.8	335.8	150.2	816	361.282	76.792	81.721

Con todos estos datos se pueden hallar los momentos flectores en los puntos donde se colocarán los engranajes como se ve en la tabla 23.

**Tabla 23***Momentos flectores y resultantes sobre ejes Ej1 y Ej2*

EJES, ENGR	KN				KN.m
	R1v	R2v	R1h	R2h	ME_1
Ej1,E8	225.190	-255.241	-323.873	-285.541	43.389
Ej2,E15	56.649	-86.391	121.952	160.300	78.290

Con los datos obtenidos de los momentos flectores sobre los ejes en los puntos donde se encuentran los engranajes podremos calcular el diámetro del eje, que debemos usar para la transmisión de potencia en nuestro reductor. Para ello usaremos la ecuación 2.85. Tomamos que el material del eje debe ser ANSI 1045 con un esfuerzo permisible al corte  $S_{sd} = 111.8 MPa$  sin canal chavetero y  $S_{sd} = 83.846 MPa$  con canal chavetero; por el diseño visto en los anexos se sabe que los ejes EJ1, Ej2 y Ej9 tendrán canal chavetero. Con estos valores y los valores de momento flector en los puntos de los engranajes y el momento Torsor en cada eje podremos calcular el valor de diámetro de los ejes según ASME. Ver tabla 24.

**Tabla 24***Diámetros de ejes sobre los engranajes*

ENGR.	M (KN.m)	T(KN.m)	d(m)
E1	0.372	3.143	0.058
E2	1.578	5.317	0.064
E3	4.803	5.317	0.074
E4	8.457	17.724	0.100
E5	19.136	17.724	0.115
E6	57.558	63.806	0.170
E7	62.393	63.806	0.173
E8	43.389	197.799	0.233
E9	7.723	4.309	0.083
E10	15.534	4.309	0.103
E11	9.279	14.364	0.097
E12	16.447	14.364	0.109
E13	34.246	51.710	0.149
E14	47.095	51.710	0.159
E15	78.290	160.300	0.229

En el caso de los ejes Ej1 el máximo momento se encuentra en el apoyo 2 el cual será de 68.58 KN.m, y el diámetro según ASME será de 0.238 m, de la misma forma se podrá calcular el diámetro en el punto donde se conectan el reductor con los tornillos helicoidales para el eje 1 el momento será de 44.533 KN.m y el diámetro según ASME será de 0.233 m y en el eje 2 con un momento de 44.533 KN.m, el diámetro es de 0.219 m.

### 3.3. Programación en SCILAB para cálculos de diseño

#### 3.3.1. Descripción del programa

El programa SCILAB es un software libre que puede ser usado desde cualquier computadora o laptop, ya que no se necesita pagar licencias o permisos para su uso.

### 3.3.2. Programación en SCILAB

Para los cálculos en la zona de prensado se ha hecho un programa en SCILAB como se ve en los anexos para obtener cálculos más rápidos y precisos sobre la variación de volumen, variación de densidad, humedad de pasta, cantidad de agujeros, cálculo de potencia y torque de los tornillos helicoidales, ya sea para la prensa existente o en la prensa rediseñada. Para ellos usamos parámetros como: radio externo e interno de los tornillos helicoidales, coeficiente de rozamiento, RPM y el tamaño de pasos; con estos parámetros podemos obtener cálculos más rápidos para nuevos diseños que podamos tener, en nuestro caso se ha rediseñado una prensa aumentando su capacidad a través de la variación del tamaño de sus pasos y mejorando su rango de humedad. Ver anexo 8.

**Figura 86**

*Cálculo de prensa rediseñada en SCILAB*

```
-> //POTENCIA EN KW en la zona de prensado-  
-> WW  
WW =  
  101.782  
-> //TORQUE MINIMO EN CADA TORNILLO K N.m  
-> TQ  
TQ =  
  121.494  
-> //POTENCIA EN KW en MOTOR ELECTRICO KW APROX  
-> PM  
PM =  
  133.740
```

Como se ve en la Figura 86 con el programa se podrá calcular la potencia que se genera en la zona de prensado en la prensa existente, el torque de 121.49 KN.m y una potencia eléctrica de 133.74 kW para un motor eléctrico.

Figura 87

Cálculo de prensa existente en SCILAB

```
-> //POTENCIA EN KW en la zona de prensado-
-> WW
WW =
    87.856
-> //TORQUE MINIMO EN CADA TORNILLO K N.m
-> TQ
TQ =
    104.871
-> //POTENCIA EN KW en MOTOR ELECTRICO KW APR
-> PM
PM =
    115.441
```

Como se ve en la Figura 87 el cálculo de potencia en la prensa rediseñada en la zona prensada será de 87.85 kW y un torque de 104.87 KN.m.

Figura 88

Cálculo de velocidad y potencia en SCILAB para reductor

```
-> [E, Z, rpm, w11, P3_CV, P3_Kw, P2_CV, P2_KW]
ans =
```

1.	16.	455.7	47.720	282.451	207.746	329.493	242.345
2.	49.	148.8	15.582	320.016	235.375	329.493	242.345
3.	18.	148.8	15.582	247.192	181.812	337.260	248.058
4.	60.	44.64	4.674	294.134	216.339	337.260	248.058
5.	20.	44.64	4.674	121.138	89.0986	182.712	134.386
6.	72.	12.4	1.298	139.599	102.676	182.712	134.386
7.	20.	12.4	1.298	125.392	92.227	183.496	134.963
8.	62.	4.	0.418	145.960	107.355	183.496	134.963
9.	49.	148.8	15.582	338.942	249.295	720.148	529.677
10.	18.	148.8	15.582	247.192	181.812	337.260	248.058
11.	60.	44.64	4.674	294.134	216.339	337.260	248.058
12.	20.	44.64	4.674	121.138	89.098	182.712	134.386
13.	72.	12.4	1.298	139.599	102.676	182.712	134.386
14.	20.	12.4	1.298	125.392	92.227	183.496	134.963
15.	62.	4.	0.418	145.960	107.355	183.496	134.963

Para cálculo de potencia en la caja reductora se ha realizado un programa para su cálculo de potencia y velocidad en sus engranajes, ubicado en el Anexo 9, los resultados se pueden ver en la Figura 88.

### **3.4. Costos de fabricación**

Para los costos de fabricación se ha elaborado un cuadro de materiales en los Anexos 10 y 11.

## **Capítulo IV. Análisis y discusión de resultados**

### **4.1. Análisis de la capacidad de la prensa rediseñada**

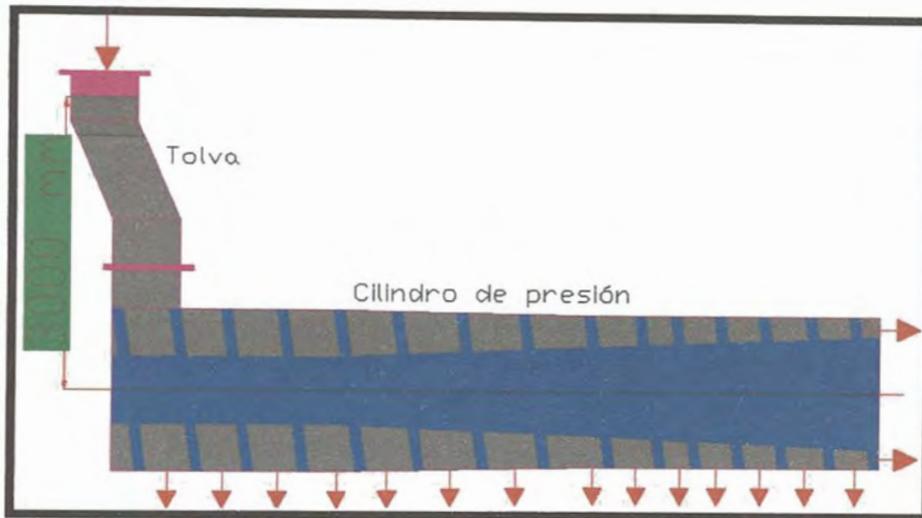
La prensa rediseñada tendrá una capacidad de 50 tm/h ya que se ha variado las medidas de sus pasos y sus diámetros de los cilindros de presión, pudiendo aumentar la masa y el volumen de entrada en el PASO1. Con esto se podrá aumentar la capacidad, pero para aumentar la presión por la variación de volumen de un paso a otro se aumentaron todos los pasos en 22.86 mm, haciendo que la longitud de los tornillos aumente de forma longitudinal hasta 6983.7 mm de largo comparado con la longitud del tornillo existente de 6535.15 mm. Como se ve en las Figuras 53 y 55.

### **4.2. Análisis de presión interna de la prensa de pescado**

Para el análisis de presión interna de la prensa se debe de considerar la presión en cada paso, empezando por el PASO 1, para su análisis como vemos en la Figura 89, este estará influido por la altura de la pasta dentro de la tolva, en este análisis de rediseño se ha considerado la altura más crítica que puede estar la pasta respecto a su centro de los tornillos helicoidales, en nuestro caso hemos considerado la altura máxima de 3 metros, ya que la prensa suele estar en un nivel inferior a la cocina de cocido de la pasta como se vio en la Figura 44. Esta altura influirá en la presión interna sobre el cilindro de presión y el tornillo helicoidal.

**Figura 89**

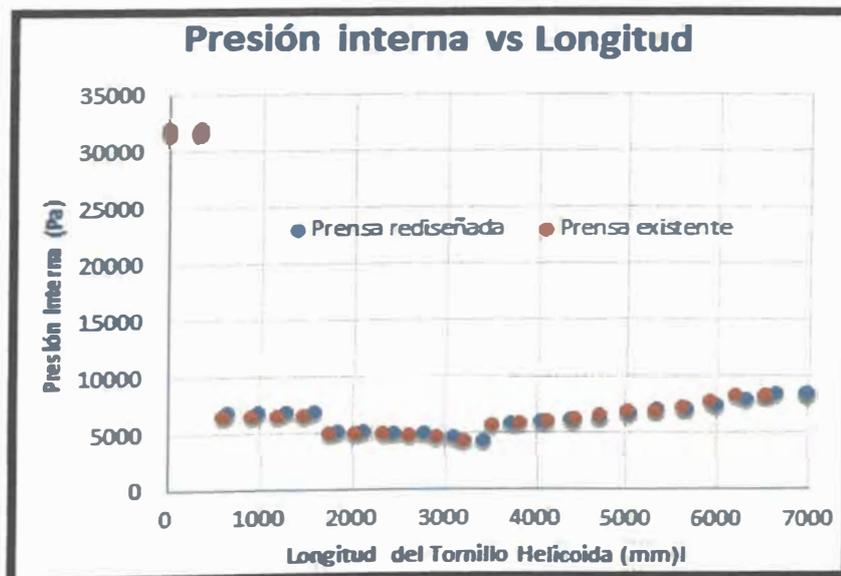
*Altura máxima que debe alcanzar la pasta*



Al analizar las presiones a lo largo de la prensa de pescado podemos ver que la máxima presión se verá en el PASO 1, vemos como la presión cae desde el PASO 2 al PASO 11 luego aumentado la presión desde el PASO 12 al 22. Ver Figura 90

**Figura 90**

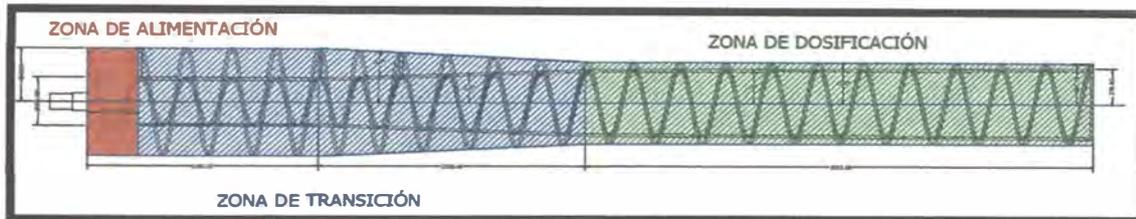
*Presión interna vs longitud de tornillo*



Como se ve en la Figura 91, ya sea para la prensa existente como para la prensa rediseñada se pueden identificar claramente las zonas de alimentación, transición y dosificación por lo cual podemos definir estas zonas.

**Figura 91**

*Zonas de avance de la prensa rediseñada*

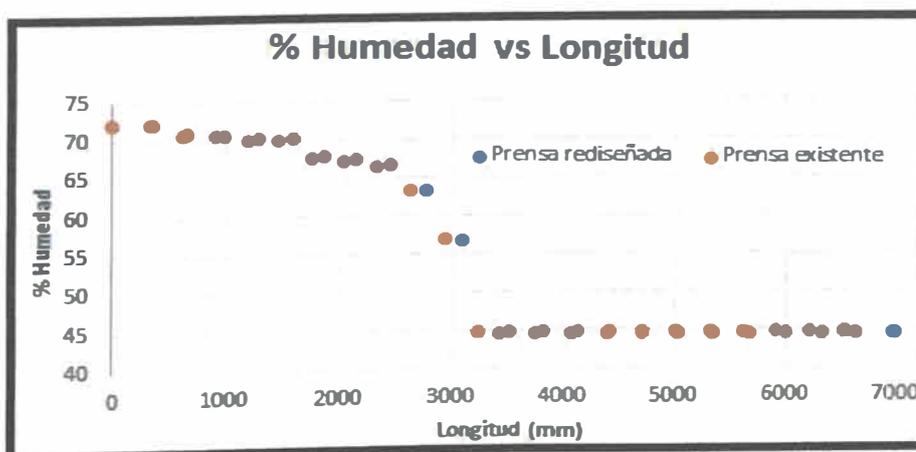


**4.3. Análisis de humedad en la prensa de pescado**

Se puede ver que la humedad calculada irá disminuyendo desde la zona de alimentación con 72 % de humedad, hasta la zona de dosificación, alcanzado la máxima humedad permitida en el paso 11 hasta los 48 a 44 % de humedad en la zona de transición con un llenado del 100 % para la prensa existente y la prensa rediseñada, como se ve en la Figura 92.

**Figura 92**

*% Humedad vs longitud de tornillo*



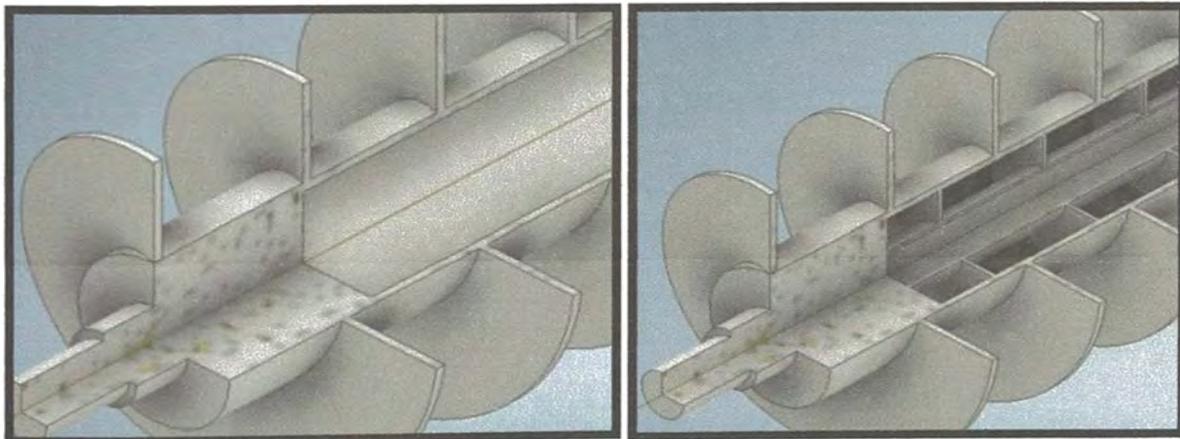
Cuando la pasta pasa a la zona de dosificación la pasta de prensado es presionado y estrujado aún más para tratar de reducir su humedad por si no se ha reducido lo suficiente en la zona de transición.

#### 4.4. Análisis de tornillo helicoidal en prensa rediseñada

Para el análisis de los tornillos helicoidales de la prensa se ha mejorado el diseño del tornillo helicoidal reforzando su parte interna como se ve en la Figura 93.

**Figura 93**

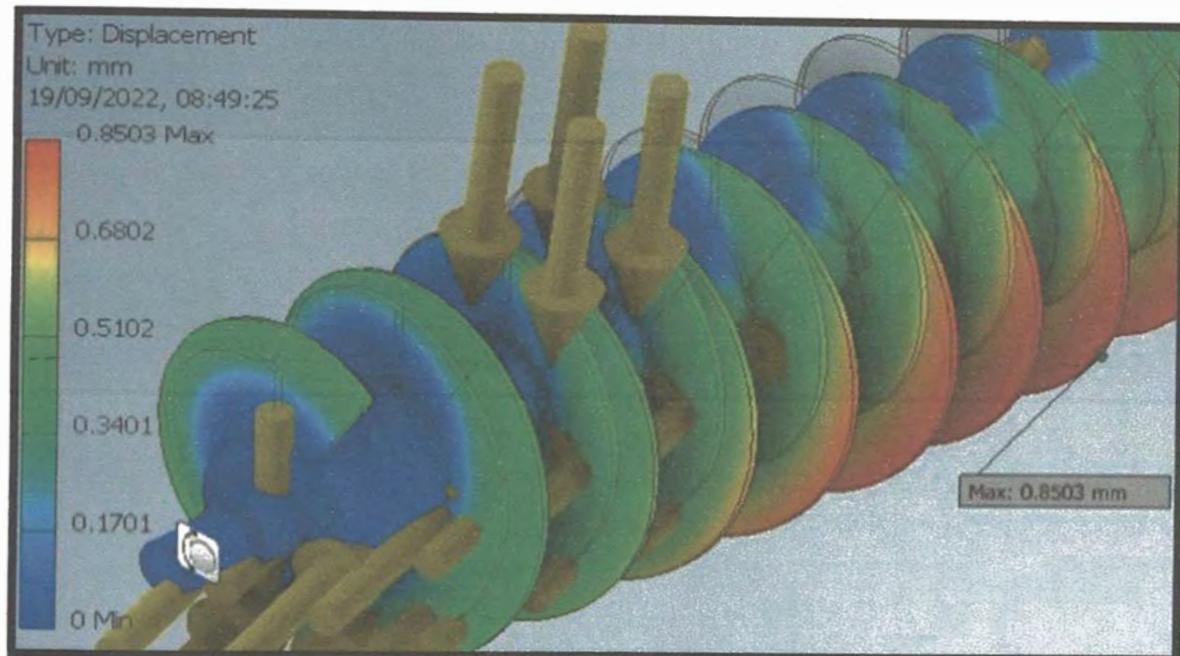
*Vista interna del tornillo helicoidal sin reforzamiento (Izquierda), rediseñado (Derecha)*



Cuando se hace un análisis con las misma fuerzas y momentos vistos en la sección 3.2.8. se hará un análisis de esfuerzos en Autodesk Inventor para el mismo tornillo sin reforzamiento como se ve en la Figura 94.

**Figura 94**

*Cálculo de deformación en tornillo sin reforzamiento interno*



Haciendo la comparación entre los dos diseños de los tornillos podemos ver que el tornillo sin refuerzo interno tendrá una de formación de 0.850 mm, mientras que como se vio en la sección 5.2.9. la deformación máxima en el tornillo con reforzamiento interno es de 0.779 mm por lo que se puede concluir que el tornillo rediseñado con reforzamiento interno es un mejor diseño, ya que presenta menor deformación por cargas. Para la deformación por dilatación vista en la sección 3.2.10., vemos que la mayor deformación como se ve la figura 75 es de 1.326 mm en el paso 22. Con esto podemos verificar que la dilatación térmica es un factor importante en el análisis por presentar una deformación mayor que la presentada por los esfuerzos de cargas. Al analizar la máxima deformación por las cargas en el paso 7 es de 0.779 mm sumando la dilatación de 0.039 mm podemos definir que su deformación en el paso 7 es de 0.818 mm. Con estos podemos afirmar que la mayor deformación se dará por la dilatación térmica y no por la deflexión del tornillo con una máxima deformación 1.326 mm en el paso 22 como se ve en la Figura 94

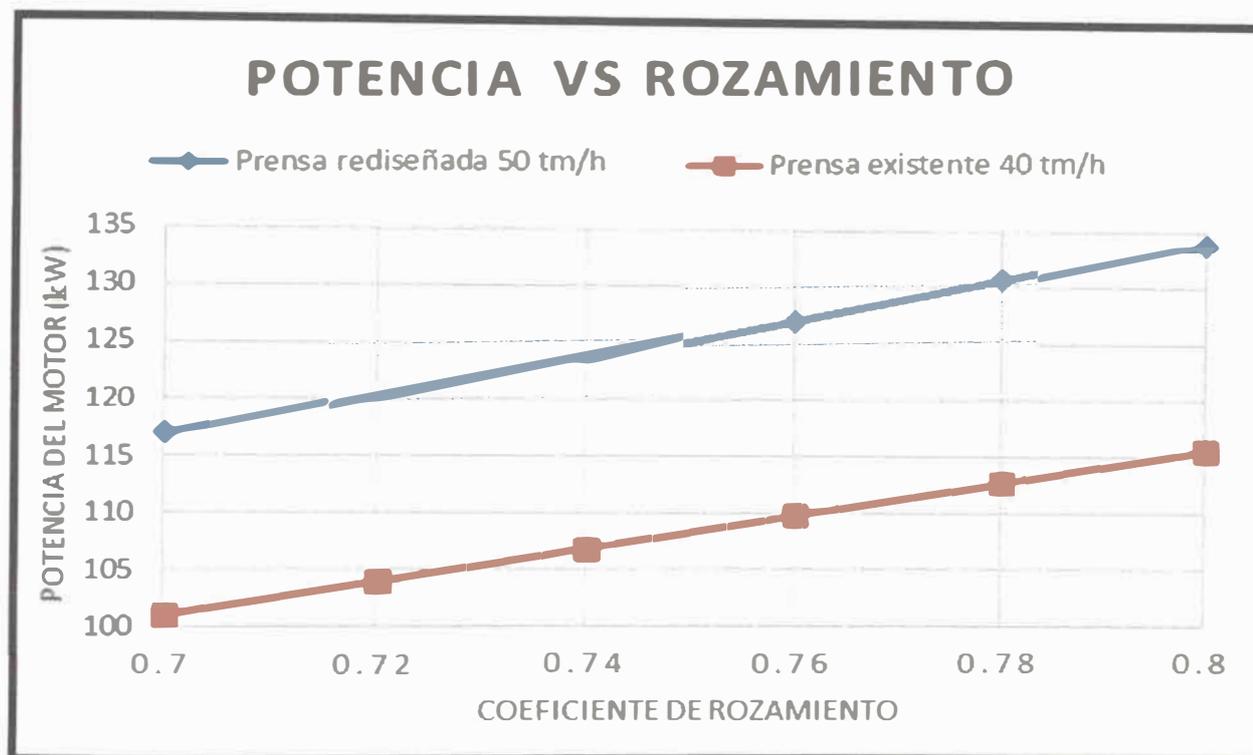
Sabiendo que la separación entre los tornillos y el cilindro de presión es de 12.7 mm podemos saber que el tornillo a plena carga y temperatura superficial de 90 °C no chocarán o se rozarán con las mallas.

#### **4.5. Análisis de potencia de la prensa de pescado**

La potencia que se ha calculado en la zona de prensado como se vio en la sección 5.2.8. la mayor potencia será causada por la fuerza de rozamiento de la pasta con las paredes del cilindro, las caras de las hélices del tornillo y el eje interno del tornillo, para hacer el cálculo es importante conocer las dimensiones de la prensa para determinar las áreas de contacto con la pasta y el coeficiente de rozamiento cinético en nuestro caso hemos escogido un coeficiente máximo de  $\mu=0.8$  para toda la prensa. Para nuestro caso la potencia obtenida es de 133.74 kW usando el programa del anexo 8, eligiendo un motor de 150 kW, para la transmisión de potencia. Si se compara con la potencia de la prensa existente de 115.44 kW calculada con un motor de 120 kW; podemos comprobar que a una mayor capacidad se necesitará una mayor potencia. Si se cambiase el coeficiente de rozamiento en la superficie sea menor se podrá obtener una menor potencia como se ve en la Figura 95 lo cual nos indica que dependerá del tratamiento superficial al área externa del tornillo y el área interna del cilindro de presión.

**Figura 95**

*Potencia vs coeficiente de rozamiento*



Una vez elegido el motor de 150 kW de marca WEG se tiene que hacer el análisis del reductor de velocidad para comprobar las RPM y el torque que entrega el reductor sean mayores a los calculados, lo cual se comprobó en la sección 3.2.11. al calcular las potencias entregadas a los dos tornillos por el motor será de 82.85kW para el tornillo derecho y 67.14 kW; teniendo torques de 197.799 KN.m y 160.29 KN.m respectivamente siendo estas medidas mayores de las calculadas. Por lo que el diseño del reductor es aceptado para su uso con la elección de los materiales para los engranajes y eje visto en la sección 3.2.11.

#### **4.6. Análisis de costos de fabricación**

El costo de fabricación de la prensa rediseñada de 50 tm/h resultó US\$ 277087.89, ya que el usar materiales de acero inoxidable; rodamientos, engranajes y ejes de alta

calidad, alta dureza superficial y alto esfuerzo de rotura harán que tengan estos altos costos, como se ven el Anexo 11; pero este es inferior al costo de importación o venta de cualquier empresa extranjera del mercado los cuales rondan los US\$ 552849 como se ve en el Anexo 10.

## Conclusiones

1. Se debe conocer el balance de materia para la producción de harina de pescado, ya que con ello podremos saber y estimar la capacidad de la prensa a rediseñar. Ver anexo 5.
2. La capacidad de la prensa dependerá de las dimensiones de la prensa y la RPM de los tornillos helicoidales; pero también de las características de la pasta de pescado al ingreso de la prensa. En nuestro caso la capacidad máxima de la prensa rediseñada será de 50 tm/h a 4 RPM para procesamiento de anchoveta.
3. La reducción del nivel de humedad por el prensado se da por la reducción de la densidad de la pasta de pescado entrante a través del cambio de volumen de las zonas de los pasos, la humedad llegará hasta 44.41% en la prensa rediseñada de 50 tm/h como se ve en las tablas 12 y 13, en comparación al nivel de humedad que se obtuvo en planta de 48% como se ve en la figura 14, por lo que se puede concluir que se puede reducir el nivel de humedad con la prensa rediseñada.
4. La humedad también dependerá del nivel de llenado en la zona de alimentación de la prensa por lo que vemos en la Figura 56, por lo que vemos si se desea alcanzar una humedad mínima de 50% se tendrá que trabajar con un llenado de 45% a la capacidad de 22.55 tm/h.
5. Se concluye que a lo largo del tornillo helicoidal se tendrán zonas de alimentación transición y dosificación; para la zona de alimentación se usará el PASO 1; para la zona de transición donde se obtendrá la variación de volumen y disminución de humedad se usarán desde el PASO 2 hasta el PASO 11 y para la zona de dosificación se usarán desde el PASO 12 hasta el PASO 22 ya sea para la prensa existente como para la prensa rediseñada como se ve en la Figura 90.

6. El rediseñar los tornillos helicoidales para evitar las fallas por rotura de eje interno, deformación de filetes de las hélices y desgarre de las mallas que se encuentran en el cilindro. Esto se ha logrado reforzando la parte interna del tornillo helicoidal como se ve en la Figura 93 y alcanzando una deformación de 0.779 mm con un factor de seguridad 1.83, en comparación de la deformación de 0.8503 mm del tornillo helicoidal sin reforzamiento interno.
7. Para el análisis de deformación máxima de los tornillos helicoidales se debe tener en cuenta la dilatación térmica producida por la temperatura de entrada de la pasta de pescado debe estar alrededor de 70 a 90 °C con una deformación máxima de 1.326 mm, la cual es mayor que la deformación por flexión; por lo que es fundamental trabajar con temperaturas menores a 90°C.
8. Se puede concluir que la masa de pescado en la pasta de pescado, deja de ser un material incompresible a cuando su humedad es menor a 44% y se vuelve más poroso, reteniendo agua y aceite por lo que la prensa solo podrá bajar su humedad a través de la variación de volumen hasta este punto en la zona de transición, cuando se entra a la zona de dosificación se podrá disminuir la humedad, pero en una manera mucho más baja o nula que se puede ver de forma experimental.
9. Para el cálculo de potencia en zona de prensado es fundamental conocer o dar un valor al coeficiente de rozamiento de  $\mu = 0.8$ , para generar una fuerza de rozamiento lo cual a su vez generando un trabajo en el tiempo de una vuelta podremos obtener la potencia necesaria para el funcionamiento de prensa para ellos hemos usado el programa en SCILAB como se ve en Anexo 8. En nuestro caso se ha hallado una potencia de 101.782 kW para hacer funcionar la prensa.
10. La potencia general en la zona de prensado dependerá de las dimensiones, las RPM y el coeficiente de rozamiento que tendrá la pasta sobre los tornillos helicoidales y el cilindro de prensado por lo que la parte interna de la prensa de

pescado debe ser lo más lisa posible para no aumentar la potencia de trabajo en la prensa evitando un motor con mayor potencia, como se ve en la Figura 95.

11. El cambio de dimensiones en los tornillos helicoidales, para la obtención de una mayor capacidad, será necesario una mayor potencia generada por el motor eléctrico de 150 kW de marca WEG modelo 10W para 50 tm/h.
12. Para la transmisión de potencia se debe diseñar el un reductor de potencia como se ve en los planos del anexo 11 y la Figura 77 para lo cual hemos hallado su ratio de velocidad de entrada y salida de 1:113.925. con engranajes de helicoidales de acero A5 carburizado, con dureza superficial de 60 Brinell y ejes cuyo material es de ANSI 1045.
13. Se concluye que los programas en SCILAB para el cálculo en la zona de prensado para potencia y cálculo de engranajes es muy eficiente como se ve en los Anexos 8 y 9.

## Recomendaciones

1. Se debe usar acero inoxidable para la parte interna de la prensa, para evitar la contaminación de la pasta de pescado por oxidación, el eje interno puede estar hecho de acero al carbono, pero recubierta con una plancha de acero inoxidable Tipo 316L, mientras que la hélice debe estar hecha de planchas de acero inoxidable.
2. Se deben usar muros o soportes de cemento para la cimentación de la prensa, ya que las plantas de harina de pescado siempre se usan el agua como limpieza y flujo de la pasta de pescado, por lo que los suelos suelen estar húmedos o mojados, al hacer los muros se protegerá la base de la máquina para proteger la base y la caja de engranajes de la oxidación.
3. Se deben usar un lente visor transparente para visualizar la entrada en la tolva de descarga para vigilar que la pasta esté entrando a la prensa y la producción no se detenga por una falla metálica.
4. Para controlar mejor las RPM de giro en los tornillos de la prensa se debe usar un variador de frecuencia conectado al motor eléctrico de potencia.
5. Se deben usar pintura epóxica para el pintado del bastidor y de la parte externa de la caja de engranajes para evitar la formación de oxidación y contaminación de la pasta de pescado en la harina.

## Referencias bibliográficas

- Aceijas Pajares, W. (2006). *Resistencia de materiales (Parte 1)*. Universidad Nacional de Ingeniería.
- Alva Dávila, F. (2014). *Diseño de elementos de máquinas I*. (Vol.1). GRUPO UNIVERSITARIO S.A.C.
- Alva Dávila, F. (2011). *Diseño de elementos de máquinas II*. (Vol.2). GRUPO UNIVERSITARIO S.A.C.
- American Gear Manufacturer Asociación. (2008). *ANSI/AGMA 6022-C9: Design Manual for Cylindrical Wormgearing*. <https://es.scribd.com/document/551561300/AGMA-6022-C93-Design-Manual-for-Cylindrical-Wormgearing>
- Bedoya. J. E. y Gómez Gómez J. J. (2007). *Diseño de una extrusora para plásticos*. [Tesis de pregrado, Universidad Tecnológica de Pereira]. <https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/145b2ecf-d956-4b4e-b2f5-5406d77c76fe/content>
- Beer, F.P., Dewolf, J. T., Johnston E. R y Mazurek D. F. (2020). *Mechanics of Materials*. (8<sup>va</sup> ed.). McGraw-Hill Education.
- Beer, F.P., Dewolf, J. T., Johnston E. R y Mazurek D. F. (2019). *Vector Mechanics for Engineers: Statics and Dynamics*. (12<sup>va</sup> ed.). McGraw Hill Education.
- Beltrán, M. y Marcilla A. (2012). *Tecnología de Polimeros*. Universidad de Alicante. [https://books.google.co.ve/books?id=jxilUUn4\\_QAC&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false](https://books.google.co.ve/books?id=jxilUUn4_QAC&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false)
- Budynas R. y Nisbett K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (8<sup>a</sup> ed). McGraw-Hill Interamericana Editores, S.A.

- Cabrera Carranza, C., Sotomayor Cabrera A. y Espinel Pino V. (2019). *Análisis del ciclo de vida en la industria de harina y aceite de pescado en plantas pesqueras de Huacho, Carquín y Vegueta, Huaral; Lima*. [Archivo PDF]. 10.15381/iigeo.v23i46.17729
- Cardenas de la Cruz, A. G. (2015). *Mejoramiento de la etapa de prensado en el proceso de elaboración de harina de pescado mediante un sistema automatizado de control de la humedad en la empresa JADA S.A.- CHIMBOTE*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de Trujillo]. <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/2712>
- Chambi Mamani, J. P. (1994). *Diseño y cálculo de prensa de tomillo para estrujar 250 kg/hr pulpa de pescado*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de Ingeniería]. <http://hdl.handle.net/20.500.14076/1827>
- Cifuentes Castro, D. A. (2016). *Diseño del Sistema de Alimentación y Transporte de Material Solido para Producción de carbón activado de Planta Piloto Tecsol*. [Tesis de pregrado, Universidad Distrital Francisco José de Caldas]. <http://hdl.handle.net/11349/6038>
- Cortez Rodríguez, L. A. (2015). *Reingeniería de los procesos productivos para incrementar la producción de harina de pescado en la empresa UGLAN S.A. ubicada en la comuna "El Real" en la provincia de Santa Elena*. [Tesis de pregrado, Universidad Estatal Península de Santa Elena]. <http://repositorio.upse.edu.ec/handle/46000/3603>
- Forero Mendoza, S. (2011). *Estudio de Pre Factibilidad para el montaje de una empresa productora se harina de Pescado*. [Tesis de pregrado, Universidad EAFIT]. <http://repositorio.ug.edu.ec/handle/redug/28054>

HAARSLEV INDUSTRIES S.A.U. (2014). *Manual de prensa de doble huesillo tipo RS 64F Pieza Núm. 810-904*. <https://www.scribd.com/document/478812008/Item-01-Prensa-de-doble-husillo-pdf>.

HAARSLEV INDUSTRIES S.A.U. (2014). *Manual de instrucciones MI00128E de Reductor MS64*. <https://www.yumpu.com/es/document/view/66797045/reductor-haarslev-ms64>

León Bayas, D. E. (2016). *Diseño de una prensa de tornillo sinfín de paso variable para la deshidratación de plumas de aves en proceso de producción de harina de plumas*. [Tesis de pregrado, Escuela Superior Politécnica del Litoral]. <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/34441>

Mata Rodríguez, I. S., Rodríguez Gonzales, J. C. (2011). *Diseño de máquina extractora de aceite de semilla de tempate*. [Tesis de pregrado, Escuela superior Politécnica del Litoral]. <https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/128899/D-CD88636.pdf>

Ministerio de Energía y Minas, (2016). *Guía de Orientación del Uso Eficiente de la Energía y de Diagnostico Energético. Industria Pesquera*. [Archivo PDF]. [https://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/DGEE/eficiencia%20energetica/publicaciones/guias/17\\_%20guia%20industria%20pesquera%20DGEE.pdf](https://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/DGEE/eficiencia%20energetica/publicaciones/guias/17_%20guia%20industria%20pesquera%20DGEE.pdf)

Neira LI. y Ronald B. (2015). *Análisis de la aplicación de sistema de frío en la captura y transporte de anchoveta (*Engraulis ringens*) y su influencia en los parámetros procesamiento de la harina de pescado*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa]. <https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#4.01.03>

Portilla Socón J. y Tarazona Mozon, E. (2016). *Estudio energético de equipos consumidores de energía térmica para la implementación óptima de una planta de harina de pescado en el Consorcio Pesquero El Ferrol S.A.C Chimbote*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional del Santa]. <https://hdl.handle.net/20.500.14278/2632>

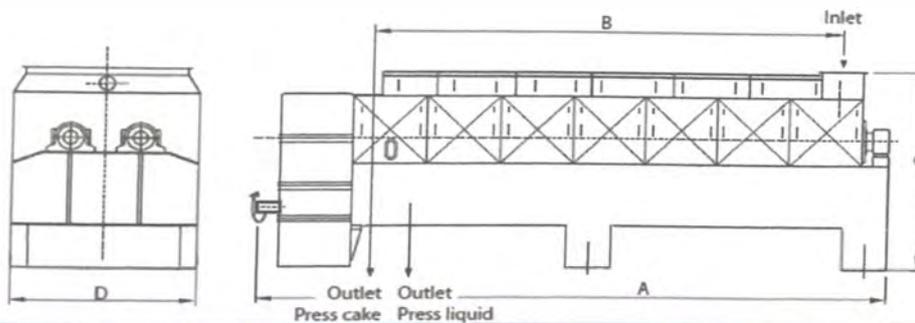
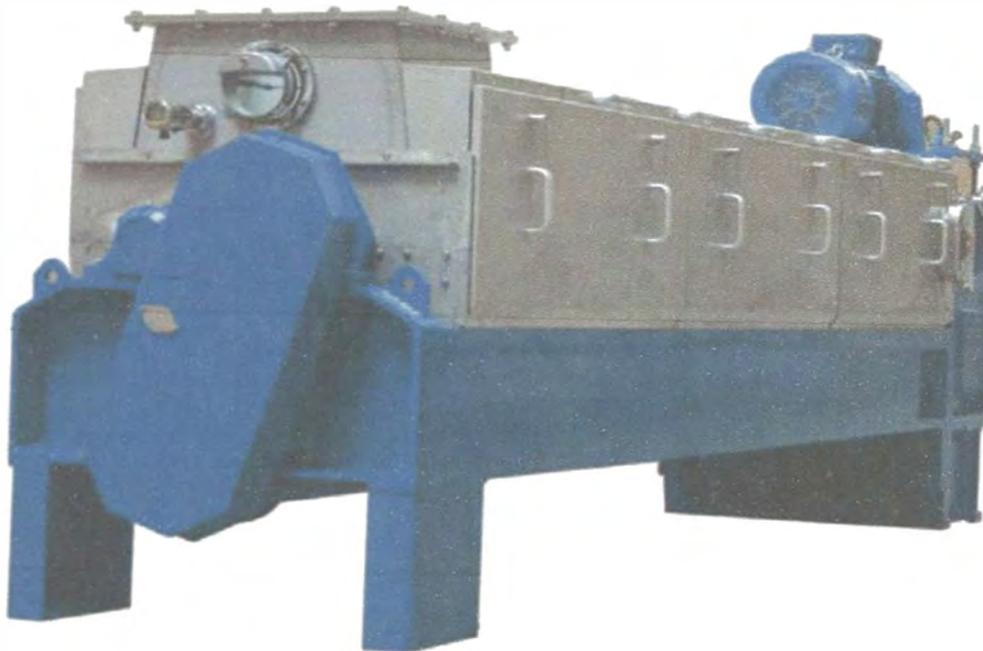
Quiroga, R. G., Florez García, L. C. e Higuera Cobos, O. F. (2010). *Diseño y construcción de un mezclador de tornillo sinfín para mortero seco*. [ Paper, Universidad Tecnológica de Pereira]. [https://www.researchgate.net/publication/237041197\\_Diseño\\_y\\_construcción\\_de\\_un\\_mezclador\\_de\\_tornillo\\_sinfín\\_para\\_mortero\\_seco](https://www.researchgate.net/publication/237041197_Diseño_y_construcción_de_un_mezclador_de_tornillo_sinfín_para_mortero_seco)

WAMGROUP Communication Centre, (2002). *Screw Conveyors, Wam Shaftless Screw Conveyors, Drag Conveyors, Bucket Elevators*. [Archivo PDF]. <https://www.yumpu.com/en/document/view/8133073/cemar-screw-conveyors-wam-shaftless-screw-conveyors-drag>

## Anexos

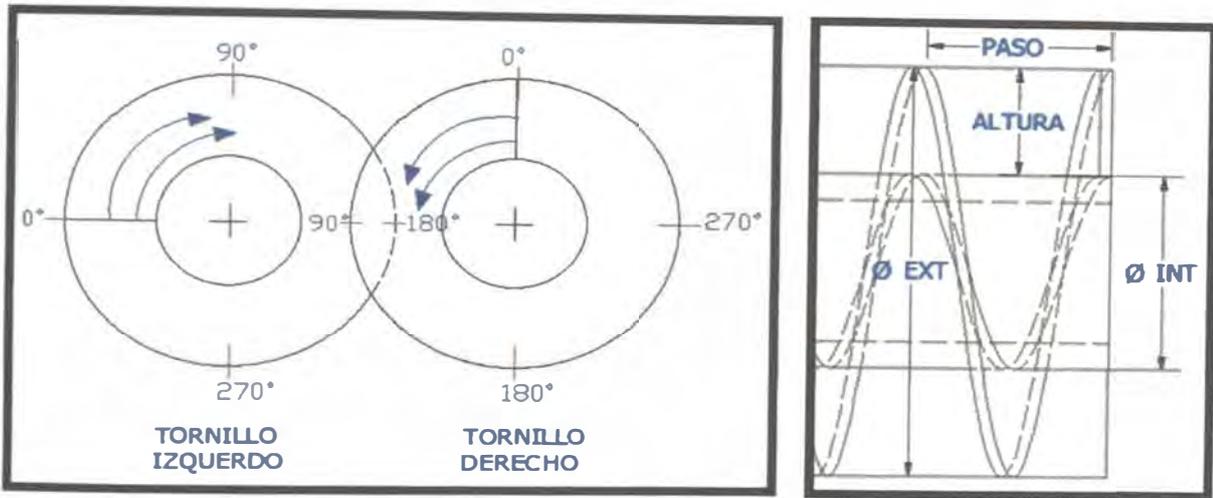
Anexo 1: Prensa de pescado de doble husillo (MARCA HAARSLEV).....	1
Anexo 2: Dimensiones recogidas en milímetros de tornillo helicoidal izquierdo existente en planta .....	2
Anexo 3: Dimensiones recogidas en milímetros de tornillo helicoidal derecho existente en planta .....	3
Anexo 4: Disposición y diámetro de agujeros de mallas de prensa existente TIPO RS-64... .....	4
Anexo 5: Balance de materia en planta de harina de pescado .....	5
Anexo 6: Resultados de análisis de esfuerzo en tornillo helicoidal rediseñado .....	6
Anexo 7: Tabla de datos de motor WEG .....	8
Anexo 8: Programa en SCILAB para cálculo de prensa de pescado .....	8
Anexo 9: Programa en SCILAB para cálculo de transmisión de potencia .....	14
Anexo 10: Cotización de la prensa de pescado de doble tornillo 50 tm/h .....	16
Anexo 11: Planos de diseño y cuadro de costos de la prensa de pescado de doble tornillo rediseñada de 50 tm/h .....	16

**Anexo 1. Prensa de pescado de doble husillo (MARCA HAARSLEV)**



	Capacity raw material ton/ hour	Power kW	Dimensions in mm				Net weight in metric tons
			A	B	C	D	
TP24	2,5	7.5	3722	1795	1034	1196	3,5
MS35	5	18.5	5311	3141	1480	1190	7
MS41	13	30	4425	3085	1600	1070	9
MS49	18	45	5683	3906	1801	1510	13,2
MS56	25	55	6600	4860	1900	1440	20,5
MS64	40	110	7380	5355	2170	1730	24
RS64	50	90-132	8320	6295	2170	1730	27.1

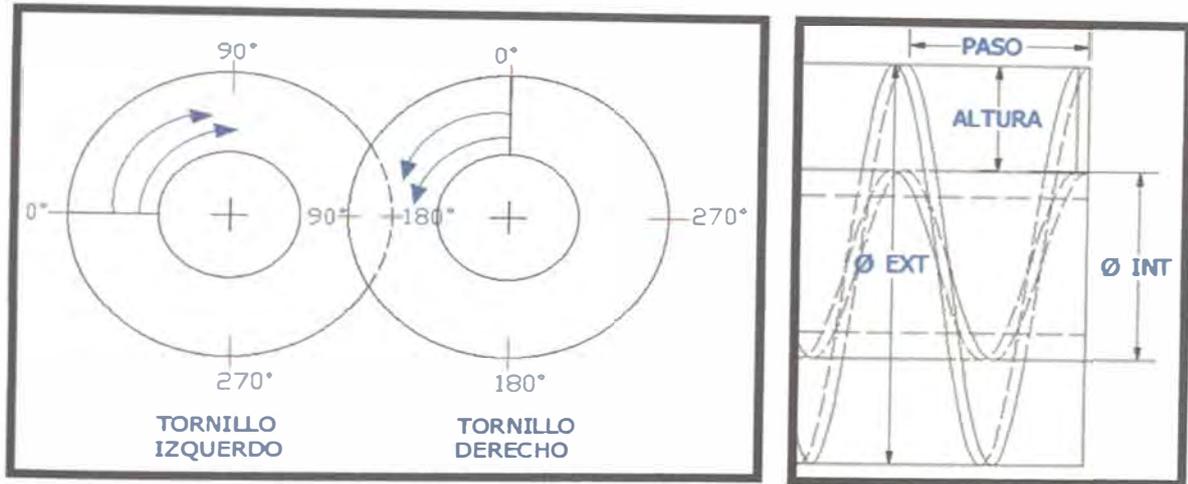
**Anexo 2. Dimensiones recogidas en milímetros de tornillo helicoidal izquierdo existente en planta**



**VISTA DESDE LA TOLVA DE ALIMENTACION**

Nº TORNILLO	PASO	ALTURA	PASO	ALTURA	PASO	ALTURA	PASO	ALTURA	Ø EJE	PROM. DE PASO	PROM. DE ALTURA	PASO MAX	ALTURA MAX	Ø EJE EXT.
1	329.1	205							365	329.1	205.0	329.1	205.0	775.0
2	293.1	204	314.1	204	309.1	204	297.1	202	365	303.3	203.5	314.1	204.0	773.0
3	290.1	203	286.1	204	287.1	203	291.1	201	365	288.6	202.8	291.1	204.0	773.0
4	278.1	205	287.1	203	286.1	203	283.1	202	366	283.6	203.3	287.1	205.0	776.0
5	276.1	204	279.1	203	278.1	202	279.1	200	367	278.1	202.3	279.1	204.0	775.0
6	244.1	203	272.1	204	269.1	203	257.1	200	370	260.6	202.5	272.1	204.0	778.0
7	264.1	182	242.1	204	259.1	201	251.1	194	398	254.1	195.3	264.1	204.0	806.0
8	295.1	138	282.1	179	278.1	164	280.1	145	428	283.8	156.5	295.1	179.0	786.0
9	301.1	101	282.1	127	287.1	119	295.1	107	455	291.3	113.5	301.1	127.0	709.0
10	297.1	87	303.1	97	306.1	97	306.1	93	476	303.1	93.5	306.1	97.0	670.0
11	301.1	76	301.1	85	295.1	83	296.1	81	492	298.3	81.3	301.1	85.0	662.0
12	299.1	70	300.1	76	302.1	78	304.1	71	499	301.3	73.8	304.1	78.0	655.0
13	301.1	65	299.1	68	304.1	69	297.1	67	508	300.3	67.3	304.1	69.0	646.0
14	299.1	65	302.1	66	299.1	66	301.1	65	512	300.3	65.5	302.1	66.0	644.0
15	304.1	63	304.1	63	300.1	64	301.1	63	517	302.3	63.3	304.1	64.0	645.0
16	302.1	60	294.1	61	299.1	62	303.1	61	519	299.6	61.0	303.1	62.0	643.0
17	300.1	58	298.1	60	301.1	59	302.1	59	525	300.3	59.0	302.1	60.0	645.0
18	301.1	56	301.1	57	303.1	57	47.05	57	525	238.1	56.8	303.1	57.0	639.0
19	299.1	54	300.1	55	300.1	55	304.1	55	529	300.8	54.8	304.1	55.0	639.0
20	297.1	54	301.1	54	297.1	52	298.1	53	531	298.3	53.3	301.1	54.0	639.0
21	299.1	51	298.1	52	298.1	52	301.1	51	534	299.1	51.5	301.1	52.0	638.0
22	304.1	49	305.1	50	308.1	49	306.1	48	537	305.8	49.0	308.1	50.0	637.0

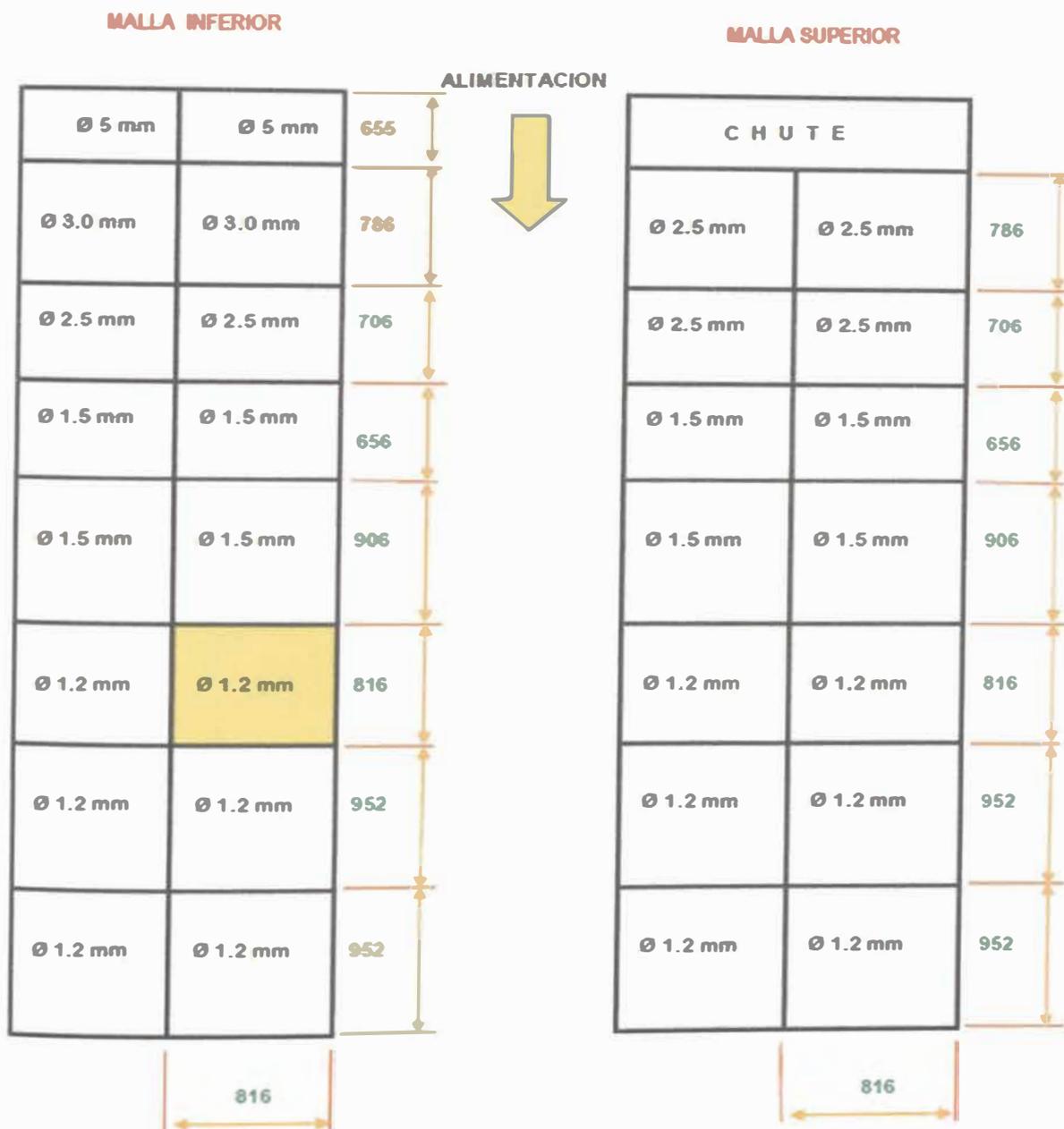
**Anexo 3.** Dimensiones recogidas en milímetros de tornillo helicoidal derecho existente en planta



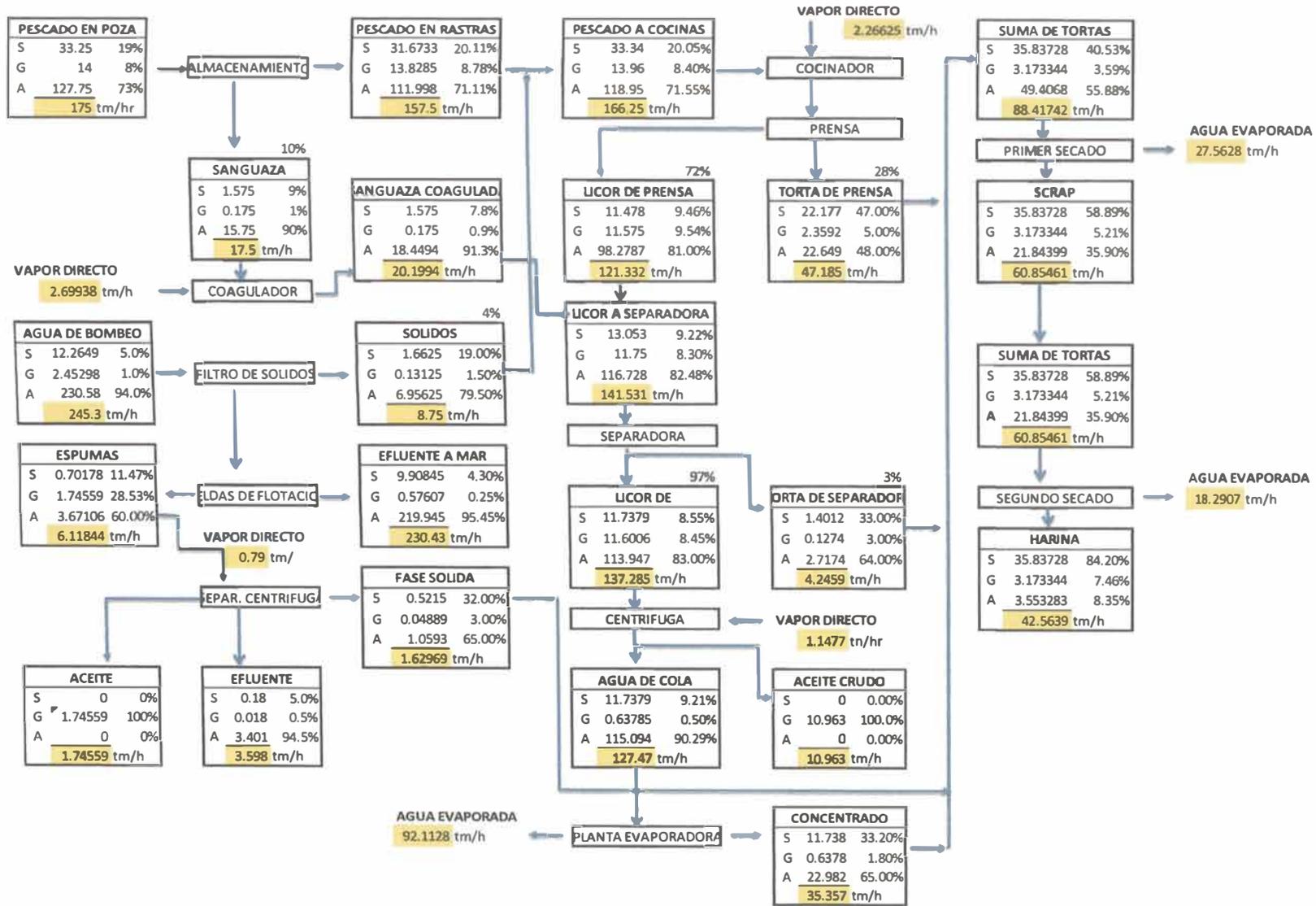
**VISTA DESDE LA TOLVA DE ALIMENTACION**

Nº HELICES	0°		90°		180°		270°		φ EJE INT.	PROM. DE PASO	PROM. DE ALTURA	PASO MAX	ALTURA MAX	φ EJE EXT.
	PASO	ALTURA	PASO	ALTURA	PASO	ALTURA	PASO	ALTURA						
1	329.05	205							366	329.1	205.0	329.1	205.0	776.0
2	295.05	205	333.1	204	309.1	203	297.1	202	365	308.1	203.5	333.1	205.0	775.0
3	290.05	203	305.1	205	287.1	203	291.1	202	365	293.3	203.3	305.1	205.0	775.0
4	278.05	206	306.1	202	286.1	204	283.1	304	366	288.3	229.0	306.1	304.0	974.0
5	276.05	205	279.05	202	278.1	201	279.1	201	367	278.1	202.3	279.1	205.0	777.0
6	244.05	204	272.05	204	269.1	203	257.1	203	370	260.6	203.5	272.1	204.0	778.0
7	264.05	181	242.05	206	259.1	201	251.1	195	398	254.1	195.8	264.1	206.0	810.0
8	295.05	139	282.05	181	278.1	164	280.1	146	428	283.8	157.5	295.1	181.0	790.0
9	301.05	100	282.05	126	287.1	119	295.1	106	455	291.3	112.8	301.1	126.0	707.0
10	297.05	86	303.05	95	306.1	97	306.1	94	476	303.1	93.0	306.1	97.0	670.0
11	301.05	77	301.05	86	295.1	83	296.1	82	492	298.3	82.0	301.1	86.0	664.0
12	299.05	72	300.05	75	302.1	78	304.1	73	499	301.3	74.5	304.1	78.0	655.0
13	299.05	66	299.05	69	304.1	70	297.1	68	508	299.8	68.3	304.1	70.0	648.0
14	299.05	64	302.05	67	299.1	64	301.1	64	512	300.3	64.8	302.1	67.0	646.0
15	299.05	64	304.05	65	300.1	65	300.1	64	517	300.8	64.5	304.1	65.0	647.0
16	300.05	61	294.05	60	299.1	62	303.1	60	519	299.1	60.8	303.1	62.0	643.0
17	296.05	57	298.05	59	301.1	59	302.1	60	529	299.3	58.8	302.1	60.0	649.0
18	302.05	56	301.05	59	303.1	58	299.1	57	525	301.3	57.5	303.1	59.0	643.0
19	302.05	53	300.05	56	300.1	56	304.1	55	529	301.6	55.0	304.1	56.0	641.0
20	296.05	55	301.05	55	297.1	52	298.1	53	531	298.1	53.8	301.1	55.0	641.0
21	294.05	53	298.05	53	298.1	53	301.1	51	534	297.8	52.5	301.1	53.0	640.0
22	306.05	50	305.05	49	308.1	50	306.1	48	537	306.3	49.3	308.1	50.0	637.0

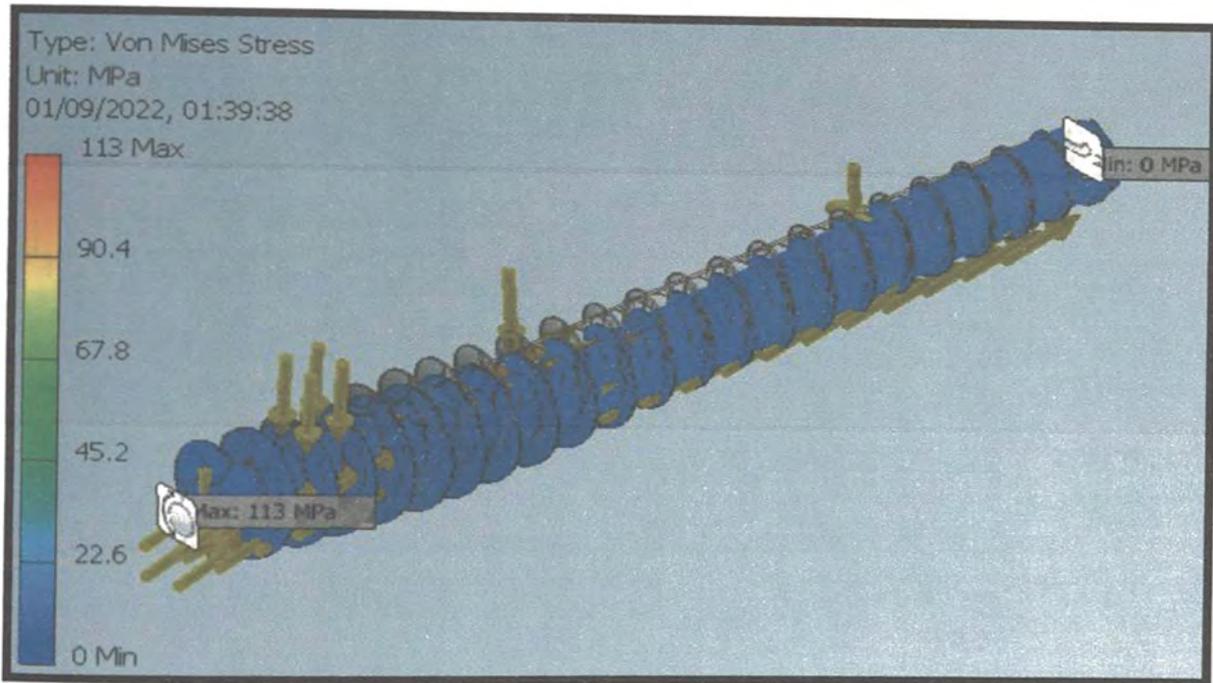
Anexo 4. Disposición y diámetro de agujeros de mallas de prensa existente TIPO RS-64



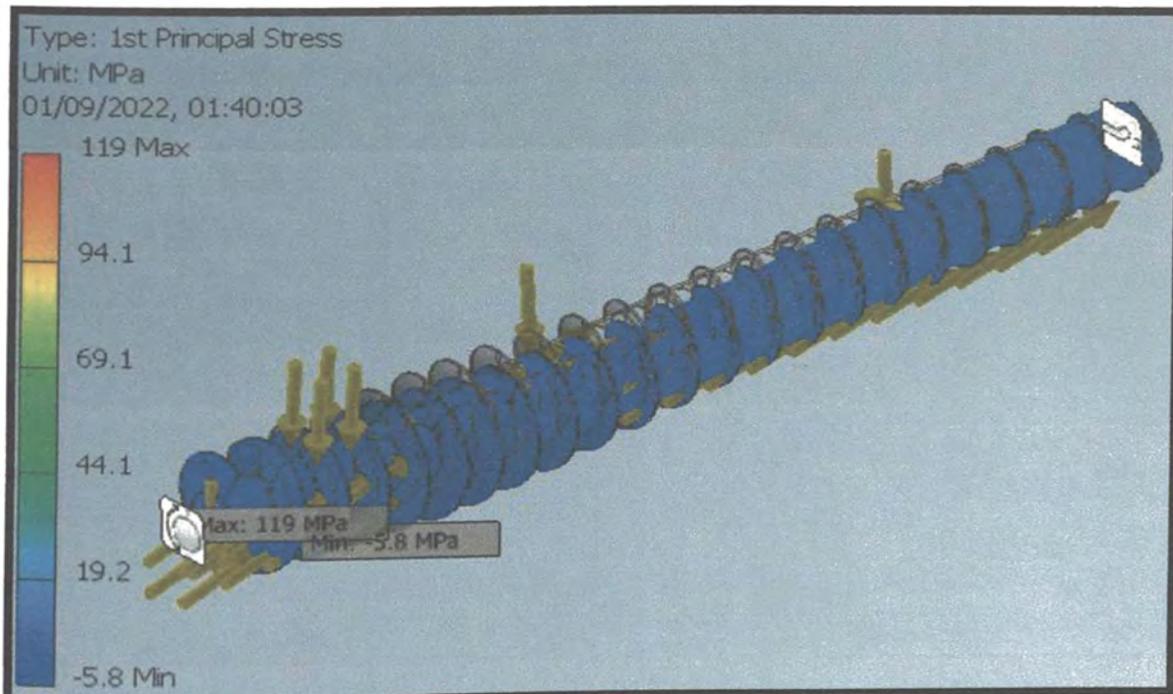
### Anexo 5. Balance de materia en planta de harina de pescado



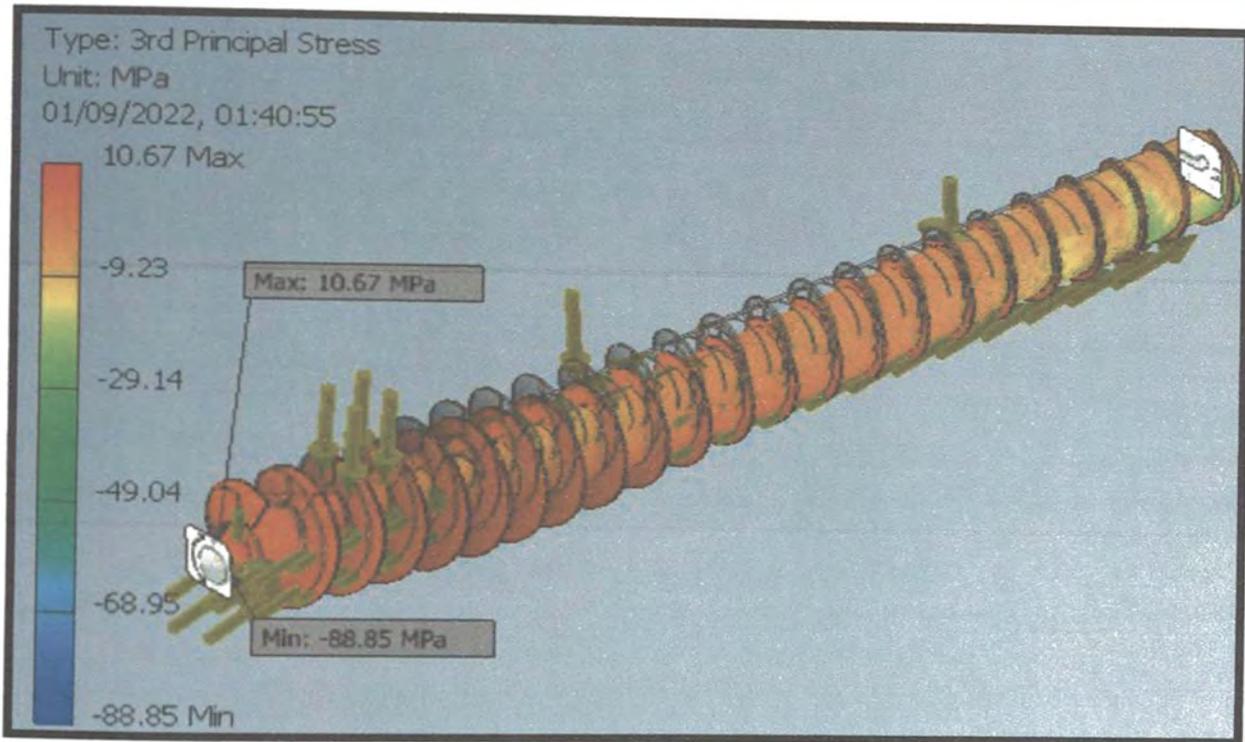
**Anexo 6. Resultados de análisis de esfuerzo en tornillo helicoidal rediseñado**



**Resultados de esfuerzo de Von Mises**



**Resultados de 1º Principal Stress**



Resultados de 3° Principal Stress

Reaction Force and Moment on Constraints				
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:2	33151.5 N	0 N	112927 N m	-44533.1 N m
		29474 N		0 N m
		15175.9 N		103775 N m
Pin Constraint:1	42145.2 N	0 N	12096.4 N m	12096.2 N m
		17643.3 N		70.1752 N m
		38274.4 N		0 N m

Result Summary		
Name	Minimum	Maximum
Volume	368350000 mm <sup>3</sup>	
Mass	2891.55 kg	
Von Mises Stress	0.00211406 MPa	112.99 MPa
1st Principal Stress	-5.77505 MPa	119.009 MPa
3rd Principal Stress	-88.8502 MPa	10.6725 MPa
Displacement	0 mm	0.778557 mm
Safety Factor	1.83203 ul	15 ul
Stress XX	-21.9048 MPa	31.4074 MPa
Stress XY	-10.5143 MPa	11.2696 MPa
Stress XZ	-23.778 MPa	14.714 MPa
Stress YY	-18.8728 MPa	32.1326 MPa
Stress YZ	-39.117 MPa	11.1363 MPa
Stress ZZ	-77.4992 MPa	106.843 MPa
X Displacement	-0.396271 mm	0.397711 mm
Y Displacement	-0.778503 mm	0.358821 mm
Z Displacement	-0.145972 mm	0.0822068 mm
Equivalent Strain	0.00000000887619 ul	0.000483514 ul
1st Principal Strain	-0.00000771649 ul	0.000533328 ul
3rd Principal Strain	-0.000409212 ul	0.0000025614 ul
Strain XX	-0.000110975 ul	0.0000849572 ul
Strain XY	-0.0000650887 ul	0.0000697642 ul
Strain XZ	-0.000147197 ul	0.0000910869 ul
Strain YY	-0.000176601 ul	0.0000941539 ul
Strain YZ	-0.000242153 ul	0.0000689392 ul
Strain ZZ	-0.000334832 ul	0.000456765 ul

Anexo 7. Tabla de datos de motor WEG

Potencia kW	HP	Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente de rotor bloqueado A/in	Par de arranque Tl/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máximo de rotor bloqueado (s)		Masa aprox. (kg)	Nivel de presión sonora dB(A)	RPM	400 V						Corriente nominal In (A)
								Caliente	Frío				% de la potencia nominal			Factor de potencia			
													50	75	100	50	75	100	
X Poles																			
90	125	315H/G	123	5,5	1,5	2,0	6,90	15	33	1318	75	710	91,8	93,0	93,0	0,51	0,63	0,70	199
110	150	315H/G	151	5,5	1,5	2	8,39	15	33	1402	75	710	92,2	93,3	93,3	0,51	0,63	0,70	243
132	175	315H/G	181	5,5	1,5	2	10,1	15	33	1572	75	710	92,6	93,6	93,6	0,51	0,63	0,70	290
150	200	315H/G	206	5,8	1,6	2	11,9	15	33	1683	75	708	92,8	93,9	93,9	0,51	0,63	0,70	329

Anexo 8. Programa en SCILAB para cálculo de prensa de pescado

```

//CALCULO PARA DISEÑO DE PRENSA DE
PESCADO DE DOBLE TORNILLO
// ingreso de datos
D=591//mm DISTANCIA ENTRE LOS CENTROS
DE LOS TORNILLO HELICOIDALES
l=0;//desgaste
es=25.4/2;// espacio entre tornillo y cilindro
De=389+15;//mm RADIO EXTERNO DEL
CILINDRO DE PENSADO
e=25.4*3/4//mm ESPESOR DE LAS HELICES DE
LOS TORNILLOS
di=180;//mm RADIO DE EJE INTERNO DE ZONA
RECTA
RPM=4;//velocidad de giro de los tornillos
W=2*%pi*RPM/60;//VELOCIDAD ANGULAR
u=0.8;// coeficiente de rozamiento sobre mallas
lle=1;//% de llenado nivel de llenado
ne=0.98;//eficiencia de engranjes
nr=0.99;//eficiencia de rodamientos
nt=0.95;//eficiencia de sist. de poleas
//-----
ds=548.51;//kg/m3 densidad de los solidos de
pescado
dg=940;//kg/m3 densidad aceite crudo de pescado
da=1000;//kg/m3 densidad del agua
den=856.07//kg/m3 densidad de la pasta de
ingreso
dlic=922.54//kg/m3 densidad del licor de prensa
//-----
// VARIACION DE VOLUMEN A LO LARGO DEL
TORNILLO
//DIMENSIONES DE LOS PASOS EN ZONA
RECTA
t=2.2;
PV(1)=310+t*e;//mm
PV(2)=274+t*e;//mm
PV(3)=271+t*e;//mm
PV(4)=259+t*e;//mm
PV(5)=257+t*e;//mm
//PASOS EN ZONA CONICA 1- eje conico,
cilindro conico
PV(6)=225+t*e;//mm
PV(7)=245+t*e;//mm
PV(8)=276+t*e;//mm
PV(9)=282+t*e;//mm
PV(10)=278+t*e;//mm
PV(11)=282+t*e;//mm
//PASOS EN ZONA CONICA 2, cilindro recto, eje
conico
PV(12)=280+t*e;//mm
PV(13)=280+t*e;//mm
PV(14)=280+t*e;//mm
PV(15)=280+t*e;//mm
PV(16)=281+t*e;//mm
PV(17)=277+t*e;//mm
PV(18)=283+t*e;//mm
PV(19)=283+t*e;//mm
PV(20)=277+t*e;//mm
PV(21)=275+t*e;//mm
PV(22)=287+t*e;//mm
De5=De;
de5=dj;
for i=1;
teta=acos(D/2*1/De);
Ar=(2*%pi-2*teta)*De*De+D*De*sin(teta)-
2*%pi*di*di;
V1=Ar*PV(i)/1000000000;//em metros cubicos

```

```

//calculo del volumen de la helice
rm=((0.5*(2*di+(De-
di)))**2+(0.25*(PV(i)))**2)**0.5;
dhe=2*(rm+(De-di-l)/2);
dhi=2*(rm-(De-di-l)/2);
Ah=%pi*(dhe**2-dhi**2)/4;
Ahi(i)=Ah*(W)*di;
Vs=V1;
Vh=Ah*e/1000000000;
Vhh=Vh;
Ahi(i)=4*Ah/1000000*(W)*((di+(De-
di)/2)/1000);//roz con helice
ALI(i)=4*%pi*PV(i)/1000*di*W*di/1000000;//rozami
ento con eje interno
AA5(i)=4*%pi*PV(i)/1000*di/1000;
Vt(i)=W*(De+es)/1000;
Vp(i)=lle*(V1-2*Vh);
for i=1
Cp=(Vp(i))*0.06*den*RPM;//en Tn/hr
end
end
for i=2.5;
teta=acos(D/2*1/De);
Ar=(2*%pi-2*teta)*De*De+D*De*sin(teta)-
2*%pi*di*di;
V1=Ar*PV(i)/1000000000;//em metros cubicos
//calculo del volumen de la helice
rm=((0.5*(2*di+(De-
di)))**2+(0.25*(PV(i)))**2)**0.5;
dhe=2*(rm+(De-di-l)/2);
dhi=2*(rm-(De-di-l)/2);
Ah=%pi*(dhe**2-dhi**2)/4;
Vh=Ah*e/1000000000;
Ahi(i)=4*Ah/1000000*(W)*((di+(De-
di)/2)/1000);//roz con helice
ALI(i)=4*%pi*PV(i)/1000*di*W*di/1000000;//rozami
ento con eje interno
AA5(i)=4*%pi*PV(i)/1000*di/1000;
Vt(i)=W*(De+es)/1000;
Vp(i)=(V1-2*Vh);
end
//-----
// zona VOLUMEN 2
De1=De;
for i=6.11;
dia=di;
Dea=De;
ang=3;
V1=0;
a1=1
for h=1:PV(i)
De1a=Dea-h*tand(ang);
teta=acos(D/2*1/De1a);
Ar=(2*%pi-2*teta)*De1a*De1a+D*De1a*sin(teta)
Vr=Ar*a1;
//conica
beta1=2.2;
di2a=dia+h*tand(beta1)
V3c=2*%pi*a1/3*(dia**2+di2a**2+dia*di2a)
V1=V1+(Vr-V3c)/1000000000;
end
De1=De-PV(i)*tand(ang);
di2=di+PV(i)*tand(beta1);
df(i)=(De+2*es+De1)/2;
teta12(i)=acos(D/2*1/df(i));
//calculo del volumen de la helice

```

```

rm1=((0.5*(2*di+(De-
di))**2+(0.25*(PV(i))**2)**0.5;
dhe1=2*(rm1+(De-di-l)/2);
dhi1=2*(rm1-(De-di-l)/2);
Ah1=%pi*(dhe1**2-dhi1**2)/16;
Vh1=Ah1*e/1000000000;

di_2=(De+De1)/2-(di2+di)/2;
rm2=((0.5*(2*di_2+(De-
di_2))**2+(0.25*(PV(i))**2)**0.5;
dhe2=2*(rm2+(De-di_2-l)/2);
dhi2=2*(rm2-(De-di_2-l)/2);
Ah2=%pi*(dhe2**2-dhi2**2)/8;
Vh2=Ah2*e/1000000000;

rm3=((0.5*(2*di2+(De1-
di2))**2+(0.25*(PV(i))**2)**0.5;
dhe3=2*(rm3+(De-di2-l)/2);
dhi3=2*(rm3-(De-di2-l)/2);
Ah3=%pi*(dhe3**2-dhi3**2)/16;
Vh3=Ah3*e/1000000000;
R(i)=(De+De1)/2;
Vh=Vh1+Vh2+Vh3;

La1=sqrt((De-De1)**2+PV(i)**2);
Ro=La1*(1+1/((De+es)/(De1+es)-1));
ri=La1*(1/((De+es)/(De1+es)-1));
ph1=2*(%pi-acos(D/2*1/(De+es)))*(De+es)/Ro;
ph2=2*(%pi-acos(D/2*1/(De1+es)))*(De1+es)/ri;
vi=(ph1-ph2)/2;
LA(i)=ph1*Ro**2-ph2*ri**2-2*Ro*ri*sin(vi);//AREA
CONICA DE CILINDRO DE PRENSADO
Ahi(i)=4*Ah/1000000*(W)*((di2+di)/2+(R(i)-
(di2+di)/2)/2)/1000; //roz de helice
ALI(i)=2*%pi*(di+di2)/1000*PV(i)/cosd(beta1)/100
0*W*((di2+di)/2)/1000; //roza de eje inter
AA5(i)=2*%pi*(di+di2)/1000*PV(i)/cosd(beta1)/100
0;
Vt(i)=(W)*((De+De1)/2+es)/1000;
Vp(i)=(V1-2*Vh);
di=di2;
De=De1;
end
De6=De;
de6=di;
//-----

// zona VOLUMEN 3
De1=De;
for i=12:22;
    dia=di;
    Dea=De;
    ang1=0.010;
    V1=0;
    a1=1
    for h=1:PV(i)
        De1a=Dea-h*tand(ang1);
        teta=acos(D/2*1/De1a);
        Ar=(2*%pi-2*teta)*De1a*De1a+D*De1a*sin(teta)
        Vr=Ar*a1;
        //conica
        beta2=0.3;
        di2a=dia+h*tand(beta2)
        V3c=2*%pi*a1/3*(dia**2+di2a**2+dia*di2a)
        V1=V1+(Vr-V3c)/1000000000;
    end

```

```

De1=De-PV(i)*tand(ang1);
di2=di+PV(i)*tand(beta2);

df(i)=(De+2*es+De1)/2;
teta12(i)=acos(D/2*1/df(i));

//calculo del volumen de la helice
rm1=((0.5*(2*di+(De-
di))**2+(0.25*(PV(i))**2)**0.5;
dhe1=2*(rm1+(De-di-l)/2);
dhi1=2*(rm1-(De-di-l)/2);
Ah1=%pi*(dhe1**2-dhi1**2)/16;
Vh1=Ah1*e/1000000000;

di_2=(De+De1)/2-(di2+di)/2;
rm2=((0.5*(2*di_2+(De-
di_2))**2+(0.25*(PV(i))**2)**0.5;
dhe2=2*(rm2+(De-di_2-l)/2);
dhi2=2*(rm2-(De-di_2-l)/2);
Ah2=%pi*(dhe2**2-dhi2**2)/8;
Vh2=Ah2*e/1000000000;

rm3=((0.5*(2*di2+(De1-
di2))**2+(0.25*(PV(i))**2)**0.5;
dhe3=2*(rm3+(De-di2-l)/2);
dhi3=2*(rm3-(De-di2-l)/2);
Ah3=%pi*(dhe3**2-dhi3**2)/16;
Vh3=Ah3*e/1000000000;
R(i)=(De+De1)/2;
Vh=Vh1+Vh2+Vh3;

La1=sqrt((De-De1)**2+PV(i)**2);
Ro=La1*(1+1/((De+es)/(De1+es)-1));
ri=La1*(1/((De+es)/(De1+es)-1));
ph1=2*(%pi-acos(D/2*1/(De+es)))*(De+es)/Ro;
ph2=2*(%pi-acos(D/2*1/(De1+es)))*(De1+es)/ri;
vi=(ph1-ph2)/2;
LA(i)=ph1*Ro**2-ph2*ri**2-2*Ro*ri*sin(vi);//AREA
LATERAL CONICA DE CILINDRO DE
PRENSADO
Ahi(i)=4*Ah/1000000*(W)*((di2+di)/2+(R(i)-
(di2+di)/2)/2)/1000; //roz de helice
ALI(i)=2*%pi*(di+di2)/1000*PV(i)/cosd(beta1)/100
0*W*((di2+di)/2)/1000; //roza de eje inter
AA5(i)=2*%pi*(di+di2)/1000*PV(i)/cosd(beta1)/100
0;
Vt(i)=(W)*((De+De1)/2+es)/1000;
Vp(i)=(V1-2*Vh);
di=di2;
De=De1;
end
//-----

De4=De;
de4=di;
de77=de4+3/4*25.4*tand(beta2);
De77=De4-3/4*25.4*tand(ang1);
clc
sum1=0;
for j=1:21;
    j
    //volumen de licor de prensa'
    Vpr(j)=Vp(j)-Vp(j+1)
    Vpr1=Vpr(j)+sum1;
    sum1=Vpr1;
end
Vpr1

```

```

Mlc=Vpr1*dlic;
Vp(1)
Ment=Vp(1)*den
mt1(1)=Ment;
Ment-Mlc
//porcentaje de licor de prensa respecto a la masa
de entrada:
por=(Mlc)/Ment*100;
//-----
//CALCULO DE HUMEDAD
clc
Men1=Vp(1)*den;
ms1=Men1*0.2
mg1=Men1*0.08
ma1=Men1*0.72
dps1(1)=den;
%h(1)=72;
%sace(1)=8;
%sol(1)=20;
for j=2:22;
//volumen de licor de prensa'
if Vp(j-1)<Vp(j)
    Vp(j)=Vp(j-1);
end
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
//masa del licor de prensa
Ml(j)=Vpr(j)*dlic;

ms=Ml(j)*0.0946;
mg=Ml(j)*0.0954;
ma=Ml(j)*0.81;

mp_s=ms1-ms;
mp_g=mg1-mg;
mp_a=ma1-ma;
ms1=mp_s;
mg1=mp_g;
ma1=mp_a;
if ma1<=0;
    ma1=0
end
if mg1<=0;
    mg1=0
end
if ms1<=0;
    ms1=0
end
ms2(j)=ms1;
mg2(j)=mg1;
ma2(j)=ma1;
mt1(j)=ms1+mg1+ma1;
dps=(ms1+mg1+ma1)/(ms1/ds+mg1/dg+ma1/da);
dps1(j)=dps;
if mp_a<=0;
    mp_a=0
end
if mp_g<=0;
    mp_g=0
end

%h(j)=mp_a/(mp_a+mp_g+mp_s)*100;
%sol(j)=mp_s/(mp_a+mp_g+mp_s)*100;
%sace(j)=mp_g/(mp_a+mp_g+mp_s)*100;

if %h(j)<40;
    %h(j)=%h(j-1)
    %sol(j)=%sol(j-1)

```

```

%sace(j)=%sace(j-1)
ms2(j)=ms2(j-1)
mg2(j)=mg2(j-1)
ma2(j)=ma2(j-1)
mt1(j)=mt1(j-1)
dps1(j)=mt1(j)/Vp(j)
end
end
//-----CALCULO DE PRESION INTERNA-----
//-----VELOCIDAD DE SALIDA DE AGUJEROS EN
MALLAS-----
ddi=6//mm diametro del agujero
clc
for j=1;
v4(j)=0;
end
for j=2:5;
v4(j)=W/4/%pi*1/1000*sqrt((PV(j)-PV(j-1))**2);
end
for j=6;
v4(j)=W/4/%pi*1/1000*sqrt((PV(j)-PV(j-1))**2+(PV(j)*(tand(beta1)+tand(ang))+PV(j-1)*(tand(0)+tand(0)))**2);
end
for j=7:11;
v4(j)=W/4/%pi*1/1000*sqrt((PV(j)-PV(j-1))**2+(PV(j)*(tand(beta1)+tand(ang))+PV(j-1)*(tand(beta1)+tand(ang)))**2);
end
for j=12;
v4(j)=W/4/%pi*1/1000*sqrt((PV(j)-PV(j-1))**2+(PV(j)*(tand(beta2)+tand(ang1))+PV(j-1)*(tand(beta1)+tand(ang)))**2);
end
for j=13:18;
v4(j)=W/4/%pi*1/1000*sqrt((PV(j)-PV(j-1))**2+(PV(j)*(tand(beta2)+tand(ang1))+PV(j-1)*(tand(beta2)+tand(ang1)))**2);
end
for j=19:22;
v4(j)=W/4/%pi*1/1000*sqrt((PV(j)-PV(j-1))**2+(PV(j)*(tand(beta2)+tand(ang1))+PV(j-1)*(tand(beta2)+tand(ang1)))**2);
end
clc
//-----zona recta-----
De=De5;
ddi=6//mm diametro del agujero
for j=1;
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m
teta=acos(D/2*1/(De+es));
Lr=2*(2*%pi-2*teta)*(De+es)/1000;//m
n(j)=40/100*(Lr*PV(j)/1000)/aj/2
v3(j)=0;
P3(j)=den*9.81*(2*De+es+3000)/1000;
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.4))
F(j)=2*u*P3(j)*(Lr*PV(j)/1000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(Lr/2*PV(j)/1000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
end

ddi=6//mm diametro del agujero
for j=2;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);

```

```

aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
teta=acos(D/2*1/(De+es));
Lr=2*(2*pi-2*teta)*(De+es)/1000;//m
n(j)=40/100*(Lr*PV(j)/1000)/aj
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);
P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*De+2*es)/
1000;
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.4))
F(j)=2*u*P3(j)*(Lr*PV(j)/1000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(Lr/2*PV(j)/1000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
end

```

```

ddi=3//mm diametro del agujero
for j=3 5;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
teta=acos(D/2*1/(De+es));
Lr=2*(2*pi-2*teta)*(De+es)/1000;//m
n(j)=23/100*(Lr*PV(j)/1000)/aj// NUMERO DE
AGUJEROS
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);
P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*De+2*es)/
1000;
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.23))
F(j)=2*u*P3(j)*(Lr*PV(j)/1000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(Lr*PV(j)/1000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
end

```

//-----ZONA DE CILINDRO CONICO Y  
EJE CONICO-----

```

ddi=3//mm diametro del agujero
for j=6 8;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
n(j)=23/100*(LA(j)/1000000)/aj// NUMERO DE
AGUJEROS
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);// VELOCIDAD DE
SALIDA DE MALLA
P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*R(i)+2*es)/
1000;
F(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.23))
end

```

//-----ZONA DE CILINDRO RECTO Y  
EJE CONICO-----

```

ddi=1.5//mm diametro del agujero
for j=9 11;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
n(j)=33/100*(LA(j)/1000000)/aj// NUMERO DE
AGUJEROS
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);// VELOCIDAD DE
SALIDA DE MALLA

```

```

P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*R(i)+2*es)/
1000;
F(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*33/100))
end

```

//-----ZONA DE CILINDRO RECTO Y  
EJE CONICO-----

```

ddi=1.5//mm diametro del agujero
for j=12 14;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
n(j)=33/100*(LA(j)/1000000)/aj// NUMERO DE
AGUJEROS
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);// VELOCIDAD DE
SALIDA DE MALLA
P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*R(i)+2*es)/
1000;
F(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*33/100))
end

```

//-----ZONA DE CILINDRO RECTO Y  
EJE CONICO-----

```

ddi=1.2//mm diametro del agujero
for j=15 17;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
n(j)=23/100*(LA(j)/1000000)/aj// NUMERO DE
AGUJEROS
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);// VELOCIDAD DE
SALIDA DE MALLA
P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*R(i)+2*es)/
1000;
F(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.23))
end

```

```

for j=18 22;
Vpr(j)=Vp(j-1)-Vp(j);
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000;//m AREA DEL
AGUJERO
n(j)=23/100*(LA(j)/1000000)/aj// NUMERO DE
AGUJEROS
v3(j)=Vpr(j)/(60/RPM)/(n(j)*aj);// VELOCIDAD DE
SALIDA DE MALLA
P3(j)=0.5*(dlic*(v3(j))**2)-
0.5*(dps1(j)*(v4(j))**2)+dps1(j)*9.81*(2*R(i)+2*es)/
1000;
F(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000)*Vt(j);
F22(j)=2*u*P3(j)*(LA(j)/1000000);
F33(j)=u*P3(j)*(Ahi(j)+ALI(i));
F66(j)=u*P3(j)*AA5(j);
la(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.23))
end

```

```

clc
//-----calculo en portamallas-----
De=389+15;
es1=0//mm
ddi=20//mm
for j=1;
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000//m
teta=acos(D/2*1/(De+es+0.5*es1));
Lr=2*(2*%pi-2*teta)*(De+es+0.5*es1)/1000//m
teta
np(j)=46.2/100*(Lr*PV(j)/1000)/aj/2
La=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.462))
end
ddi=20//mm
for j=2.5;
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000//m
teta=acos(D/2*1/(De+es+0.5*es1));
Lr=2*(2*%pi-2*teta)*(De+es+0.5*es1)/1000//m
np(j)=46.2/100*(Lr*PV(j)/1000)/aj
La(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.462))
end

ddi=20//mm
for j=6.8;
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000//m
Lr(j)=2*(2*%pi-2*teta)*De/1000//m
j
np(j)=46.2/100*(LA(j)/1000000)/aj
La(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.462))
end
ddi=16//mm
for j=9.11;
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000//m
Lr=2*(2*%pi-2*teta)*De/1000//m
np(j)=44.4/100*(LA(j)/1000000)/aj
La(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.444))
end
ddi=14//mm
for j=12.22;
aj=%pi*(ddi**2)/4/1000000//m
Lr=2*(2*%pi-2*teta)*De/1000//m
np(j)=44.4/100*(Lr*PV(j)/1000)/aj
La(j)=ddi*sqrt(%pi/(2*sqrt(3)*0.444))
end
//LONGITUD TOTAL DE LA PRENSA
LT=0;
for i=1.22;
LT=LT+PV(i);
end
L1=(LT+e)/1000;
clc
for i=1.22;
'volumen de paso'
i
Vp(i)
end
for i=1.22;
'PRESION EN N/m2'
i
P3(i)
end
//LONGITUD TOTAL DE LA PRENSA
wT=0;
for i=1.22;
wT=wT+F(i);
WT(i)=wT;

```

```

end
WF=wT/1000// en KW
tt1=(60/RPM);
TT=0;
EC1=0;
for i=1.22;
Vo(i)=W*PV(i)/1000/2/%pi;
TT=TT+(F22(i)+F66(i))*Vo(i)/1000;
TT1(i)=(F22(i)+F66(i))*Vo(i)/1000;
EC1=EC1+0.5*mt1(j)*Vo(i)**2/(60/RPM)/1000;
end
F55=0;
for i=1.22;
F55=F55+F33(i)/1000;
end
Pp=148.494858741*W**2/(60/RPM)/1000//KW
momento de pasta de pescado
Pt=150.377641154*W**2/(60/RPM)/1000//KW
momento de pasta de pescado
WW=(Pp+Pt+WF+TT+F55+EC1);
TQ=WW/W/2;

PM=(WW/2/(ne**3*nr**10)+WW/2/(ne**2*nr**8))/(
ne**2*nr**4)/nt;
clc
if Vp(2)<Vp(1)
a=Vp(2)/Vp(1)*100;
end
if Vp(2)>Vp(1)
a="bajar RPM";
end
PASO1=[1;2;3;4;5;6;7;8;9;10;11;12;13;14;15;16;17;18;19;20;21;22];
P3
if (D-de5)<De5
bb1="cambiar dimensiones en zona de
alimentación";
end
if (D-de5)>De5
bb1="dimensiones aceptables en zona de
alimentación";
end
if (D-de4)<De4
bb2="cambiar dimensiones en zona cónica 1";
end
if (D-de4)>De4
bb2="dimensiones aceptables en zona conica
1";
end
if (D-de6)<De6
bb3="cambiar dimensiones en zona cónica 2";
end
if (D-de6)>De6
bb3="dimensiones aceptables en zona conica
2";
end
if (D-de77)<De77
bb4="cambiar dimensiones en zona cónica 2";
end
if (D-de77)>De77
bb4="dimensiones aceptables en zona conica
2";
end
PASO1=[1;2;3;4;5;6;7;8;9;10;11;12;13;14;15;16;17;18;19;20;21;22];
P3;
clc

```

```
// RESULTADOS-----
//COMPROBAR DIMENSIONES
bb1
bb2
bb3
bb4
//TAMANO DE CADA PASO EN mm
[PASO1,PV]
//Capacidad de la prensa en Tn/hr.
Cp
//porcentaje de llenado recomendado
a
//Humedad teórica de salida de la prensa en cada
paso en % :
[PASO1,%h]
//Densidad teórica de salida de la prensa en
Kg/m3:
dps
//Longitud total del tornillo helicodal en m:
L1
//Máxima presión interna en Pa:
max(P3)
//Máxima velocidad de salida en mallas en m/s:
max(v3)
//Máxima velocidad de variación e volumen de
paso en m/s:
max(v4)
//Volumen de pasta de pescado en cada paso en
m3:
[PASO1,Vp]
//Volumen de licor de pescado en cada paso en
m3:
[PASO1,Vpr]
//Densidad de pasta en cada paso:
```

```
[PASO1,dps1]
///Presion interna en cada paso:
[PASO1,P3]
///Numero de agujeros en mallas
[PASO1,n]
///Distancia de agujeros en mallas
[PASO1,la]
///Numero de agujeros en portamallas
[PASO1,np]
///Distancia de agujeros en portamallas
[PASO1,La]
//trabajo de la fuerza de rozamiento en Joule
[PASO1,F]
//MASA EN Kg y VELOCIDAD EN m/s EN CADA
PASO
[PASO1,mt1,Vo]
//potencia del rozamiento en kiloWatts
WF
//variacion de masa de pescado,aceite, agua
[PASO1,ms2,mg2,ma2]
// porcentaje de masas
[PASO1,%sol,%sace,%h]
//POTENCIA EN KW DE PASTAS DE PESCADO
Pp
//POTENCIA EN KW DE TORNILLOS
HELICOIDALES
Pt
//POTENCIA EN KW en la zona de prensado-
WW
//TORQUE MINIMO EN CADA TORNILLO K N.m
TQ
//POTENCIA EN KW en MOTOR ELECTRICO
KW APROXIMADO
PM
```

## Anexo 9. Programa en SCILAB para cálculo de transmisión de potencia

```
hex=12;
tet=20;
//CALCULO DE POTENCIA -----
Z(15)=62;m(15)=14;
DE(15)=Z(15)*m(15)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(15)=4//rpm del engranaje E15
//-----
Z(14)=20;m(14)=m(15);
DE(14)=Z(14)*m(14)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(14)=rpm(15)*DE(15)/DE(14);//rpm del
engranaje E14
//-----
Z(13)=72;m(13)=9;
DE(13)=Z(13)*m(13)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(13)=rpm(14);//rpm del engranaje E14
//-----
Z(12)=20;m(12)=m(13);
DE(12)=Z(12)*m(12)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(12)=rpm(13)*DE(13)/DE(12);//rpm del
engranaje E14
//-----
Z(11)=60;m(11)=8;
```

```
DE(11)=Z(11)*m(11)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(11)=rpm(12);//rpm del engranaje E14
//-----
Z(10)=18;m(10)=m(11)
DE(10)=Z(10)*m(10)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(10)=rpm(11)*DE(11)/DE(10);//rpm del
engranaje E14
//-----
Z(9)=49;m(9)=6;
DE(9)=Z(9)*m(9)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(9)=rpm(10);//rpm del engranaje E14
//-----
Z(8)=Z(15);m(8)=m(15);
DE(8)=DE(15);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(8)=rpm(15);//rpm del engranaje
//-----
Z(7)=Z(14);m(7)=m(14);
DE(7)=DE(14);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(7)=rpm(14);//rpm del engranaje
//-----
Z(6)=Z(13);m(6)=m(13);
```

```

DE(6)=DE(13);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(6)=rpm(13);//rpm del engranaje
//-----
Z(5)=Z(12);m(5)=m(12);
DE(5)=DE(12);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(5)=rpm(12);//rpm del engranaje
//-----
Z(4)=Z(11)
m(4)=m(11)
DE(4)=DE(11);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(4)=rpm(11);//rpm del engranaje
//-----
Z(3)=Z(10)
m(3)=m(10)
DE(3)=DE(10);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(3)=rpm(10);//rpm del engranaje
//-----
Z(2)=Z(9);m(2)=m(9);
DE(2)=DE(9);//DIAMETRO DEL ENGRANAJE
E15
rpm(2)=rpm(9);//rpm del engranaje
//-----
Z(1)=16;m(1)=m(2);
DE(1)=Z(1)*m(1)/cosd(hex);//DIAMETRO DEL
ENGRANAJE E15
rpm(1)=rpm(2)*DE(2)/DE(1);//rpm del engranaje
E14
//-----
J(1)=0.45*0.985;J(2)=0.54*0.93;
J(3)=0.45*0.99;J(4)=0.57*0.93;
J(5)=0.46*1;J(6)=0.57*0.93;
J(7)=0.46*0.99;J(8)=0.57*0.93;
J(9)=0.54*0.985;J(10)=J(3);J(11)=J(4);
J(12)=J(5);J(13)=J(6);
J(14)=J(7);J(15)=J(8);
I(1)=Z(2)/(Z(1)+Z(2))*(0.1155+0.1345);I(2)=I(1)/Z(
2)*Z(1);
I(3)=Z(4)/(Z(4)+Z(3))*(0.1195+0.1365);I(4)=I(3)/Z(
4)*Z(3);
I(5)=Z(6)/(Z(6)+Z(5))*(0.12+0.1385);I(6)=I(5)/Z(6)*
Z(5);
I(7)=Z(8)/(Z(8)+Z(7))*(0.12+0.137);I(8)=I(7)/Z(8)*Z
(7);
I(9)=Z(9)/(Z(9)+Z(2))*(0.1345+0.1345);
I(10)=I(3);I(11)=I(4);
I(12)=I(5);I(13)=I(6);
I(14)=I(7);I(15)=I(8);
for i=1:15
    w11(i)=2*pi/60*rpm(i);//velocidad angular
    F(i)=2*pi*m(i)/sind(hex)
    mt(i)=m(i)/cosd(hex)
    //-----
Sat=48.94;Kv=0.75;Ks=1;KT=1;KR=1;Km=1.6;Ko
=1.25;KB=1;KL=1;
P3_CV(i)=6.98*10**-
7*(DE(i)*rpm(i)*mt(i)*F(i)*J(i)*KL*Kv*Sat)/(Ks*Km*
KT*KR*Ko*KB);
P3_Kw(i)=P3_CV(i)/1.3596;
//-----

Cv=0.75;Co=1;Cs=1;Cm=1.6;Cf=1;Sac=158.056;
CL=1;Ch=1;CT=1;CR=1;Cp=61;

```

```

P2_CV(i)=6.98*10**-
7*(rpm(i)*F(i)*Cv*I(i)/(Co*Cs*Cm*Cf))*((Sac*DE(i)*
CL*Ch)/(CT*CR*Cp))**2;

P2_KW(i)=P2_CV(i)/1.3596;
//-----
end
E=[1;2;3;4;5;6;7;8;9;10;11;12;13;14;15];
clc
//-----
Wt1=6.707//KN
E1=[300.5681/2/1000*15.582,490.7235*4.6747/10
00/2;-300.5681/2/1000,147.217/1000/2]**-
1*[150000;Wt1*10**3*300.5681/2/1000];
Wt3_E2=E1(1,1);
Wt2_E2=E1(2,1);
Pot_h1=300.5681/2/1000*15.582*Wt3_E2;
Pot_h2=490.7235*4.6747/1000/2*Wt2_E2;
//-----

E3=[0.244,-0.0566;1,1]**-1*[0.8811079;8.269];
Wt3_E3=E3(1,1);
Wt2_E3=E3(2,1);
//-----
E4=[-0.244,0.0566;1,1]**-1*[0.0546;6.802];
Wt3_E4=E4(1,1);
Wt2_E4=E4(2,1);
//-----
//eje 8
Wt(1)=Wt1*1000;
Wr(1)=Wt(1)*tand(hex)/cosd(tet);
Wt(2)=Wt3_E2;
Wr(2)=Wt(2)*tand(hex)/cosd(tet);
Wt(3)=Wt2_E2;
Wr(3)=Wt(3)*tand(hex)/cosd(tet);
T(9)=150000/w11(1);
T(8)=Pot_h2/w11(3);
T(7)=Pot_h1/w11(9);
T(6)=Pot_h2/w11(4);
T(5)=Pot_h1/w11(12);
T(4)=Pot_h2/w11(7);
T(3)=Pot_h1/w11(13);
T(2)=Pot_h1/w11(15);
T(1)=Pot_h2/w11(8);
for i=4:8
    Wt(i)=2*Pot_h2/w11(i)/(DE(i)*0.001);
    Wr(i)=Wt(i)*tand(hex)/cosd(tet);
end
for i=9:15
    Wt(i)=2*Pot_h1/w11(i)/(DE(i)*0.001);
    Wr(i)=Wt(i)*tand(hex)/cosd(tet);
end
Wa(1)=Wt(1)*tand(hex);
Wa(2)=Wt(2)*tand(hex);Wa(3)=Wt(3)*tand(hex);
Wa(4)=Wt(4)*tand(hex);Wa(5)=Wt(5)*tand(hex);
Wa(6)=Wt(6)*tand(hex);Wa(7)=Wt(7)*tand(hex);
Wa(8)=Wt(8)*tand(hex);
Wa(9)=Wt(9)*tand(hex);Wa(10)=Wt(10)*tand(hex);
Wa(11)=Wt(11)*tand(hex);Wa(12)=Wt(12)*tand(hex)
x);
Wa(13)=Wt(13)*tand(hex);Wa(14)=Wt(14)*tand(hex)
x);
Wa(15)=Wt(15)*tand(hex);
Clc
Z
rpm
F

```

DE  
P3\_CV  
P3\_Kw  
P2\_CV

P2\_KW  
Wt3\_E4  
Wt2\_E4  
Pot\_h1

## Anexo 10. Cotización de la prensa de pescado de doble tornillo 50 tm/h

### Listado de precios:



#### 1F: Sección de prensado y separación

ID:	Cant.:	Descripción:	
1F01A	1	Prensa de Doble Tornillo RS64	
Precio total sección			546.694 \$

#### Servicios

Supervisión técnica de montaje y Puesta en marcha (1 semana)	
Embalaje y carga	
Precio total de servicios	6.155 \$

**Precio total FCA Haarslev Workshop según Incoterms 2020** **552.849 \$**

**El precio no incluye los siguientes servicios, además de los ya descritos en las condiciones comerciales:**

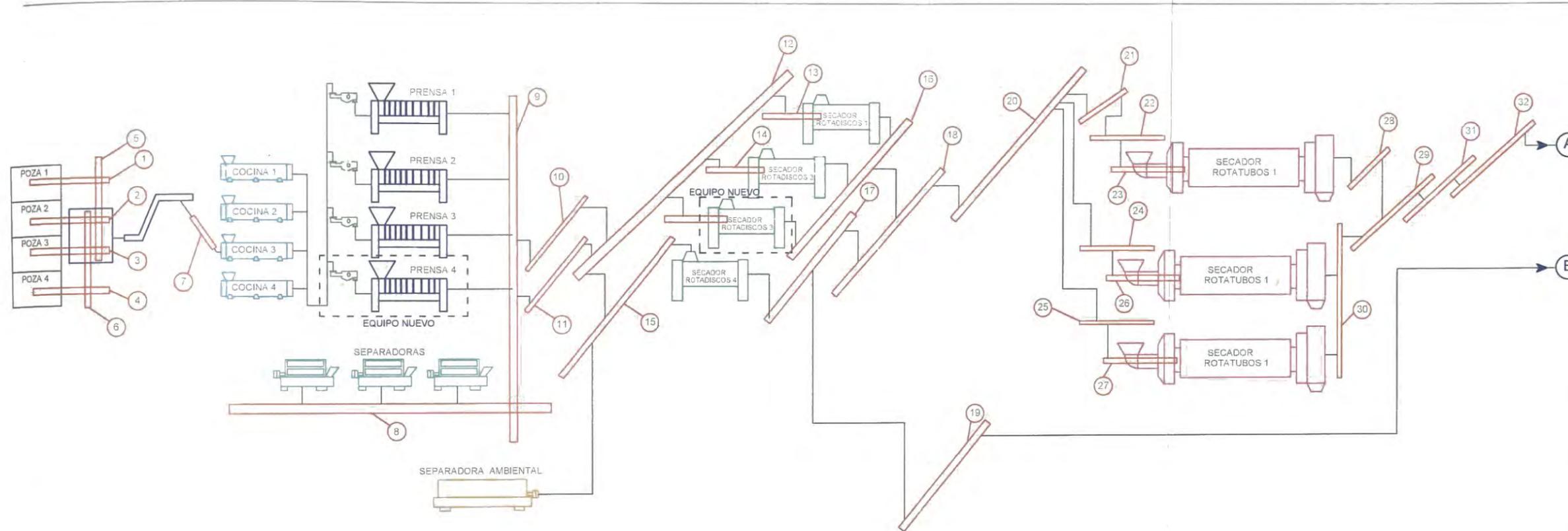
- Cuadro eléctrico y controles
- Instalación mecánica
- Instalación eléctrica
- Transporte
- Sinfín de lodos
- Transmisor de nivel
- Sistema de limpieza
- Variador
- Calentador eléctrico
- Chute de ingreso

## Anexo 11. Planos de diseño y cuadro de costos de la prensa de pescado de doble tornillo rediseñada de 50 tm/h

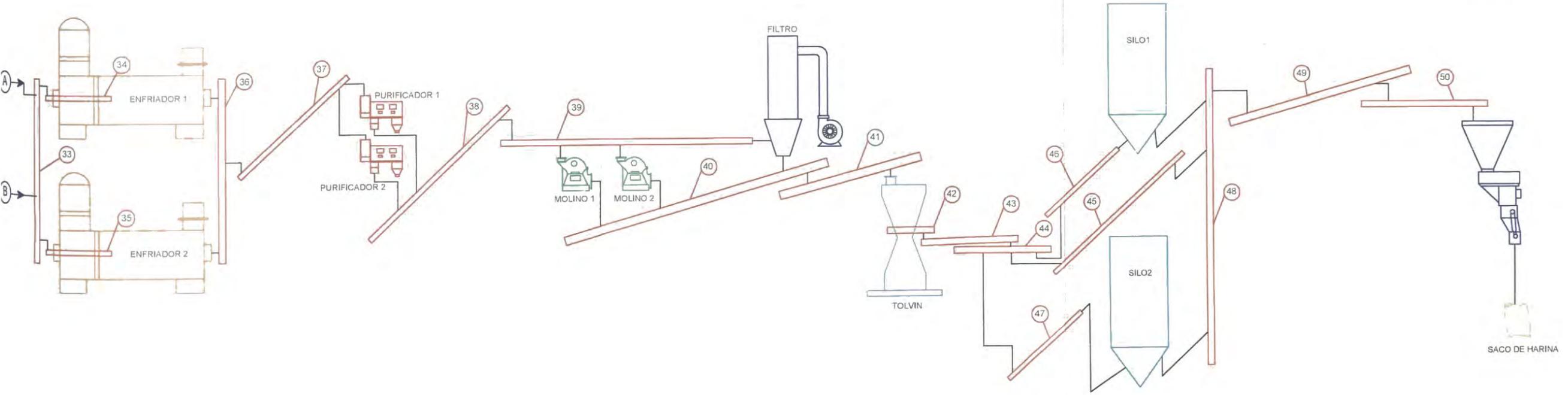
N°	LISTA DE PLANOS
1	EQUIPOS Y TORNILLOS HELICOIDALES
2	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE -TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h-VISTA ISOMÉTRICA- ARREGLO GENERAL
3	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE -TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h-VISTA ISOMÉTRICA EXPLOSIONADA
4	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE -TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h-DIMENSIONES GENERALES
5	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE -TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h-VISTA ISOMÉTRICA-EXPLOSIONADA
6	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE -TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
7	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE -TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h- DESPIECE

**COSTOS DE FABRICACION DE PRENSA DE DOBLE TORNILLO DE 50 tm/h**

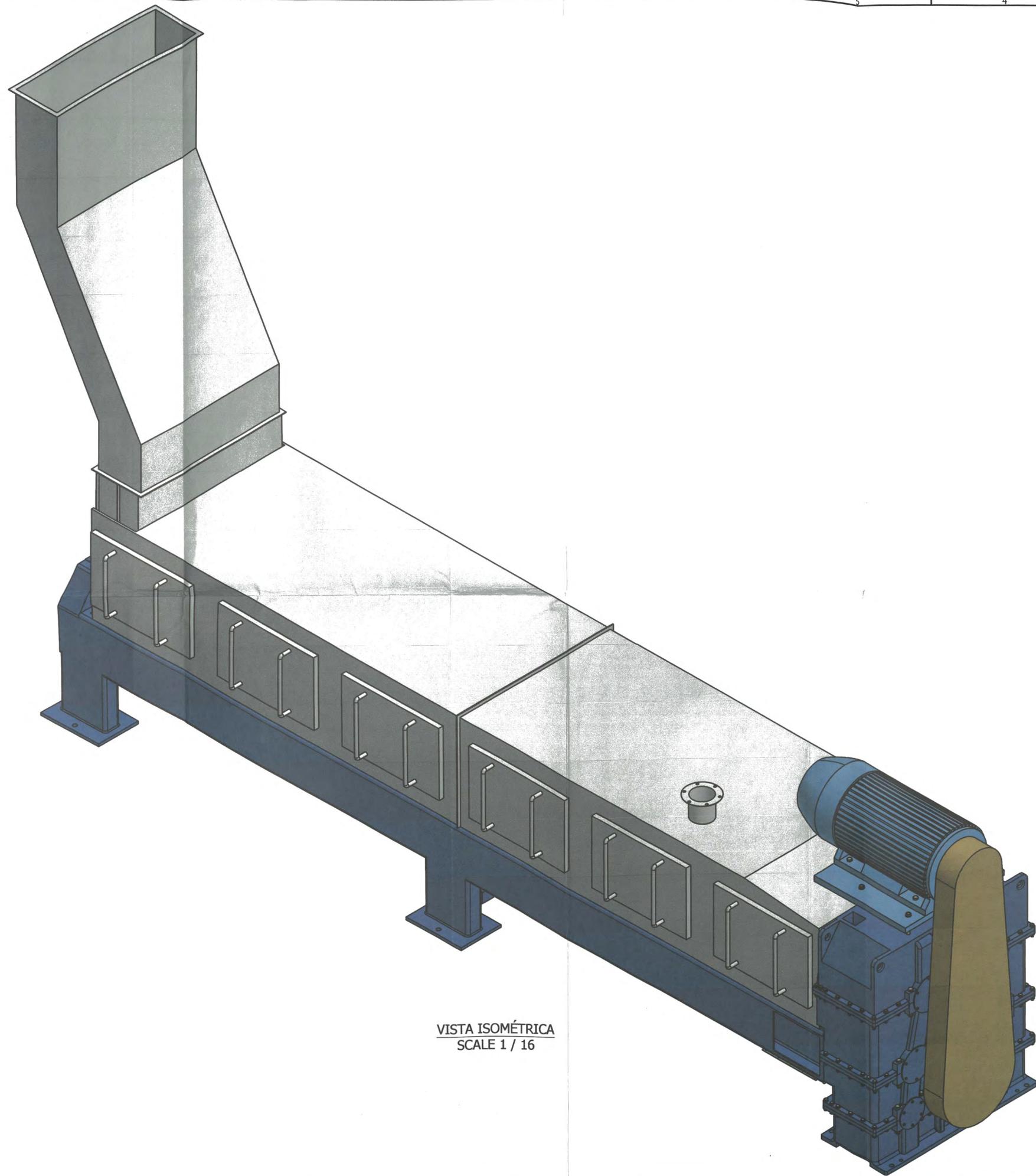
ITEM	CANT	DESCRIPCION	ESPECIFICACION	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO
1	1	CAJA 1 de reductor	Steel A36	650	Kg	\$3.00	\$1,950.00
2	9	EJES	Steel A36	350	Kg	\$12.00	\$37,800.00
3	1	CAJA 2 de reductor	Steel A36	700	Kg	\$3.00	\$2,100.00
4	1	caja3 reductor	Steel A36	1300	Kg	\$3.00	\$3,900.00
5	2	brida de eje de salida	Steel A36	250	Kg	\$3.00	\$1,500.00
6	1	caja4 reductor	Steel A36	1300	Kg	\$3.00	\$3,900.00
7	8	Spur Gear1	Steel A36	500	Kg	\$10.00	\$40,000.00
8	7	Spur Gear2	Steel A36	500	Kg	\$10.00	\$35,000.00
9	1	TORNILLO HELICOIDAL IZQUIERDO	INOX 316	3000	Kg	\$6.00	\$18,000.00
10	1	TORNILLO HELICOIDAL DERECHO	INOX 316	3000	Kg	\$6.00	\$18,000.00
11	4	Rolling bearings - Radial bearings - Boundary dimensions	GB/T 273.3 - 3/31 - 140 x 225 x 68	1	UND	\$400.00	\$1,600.00
12	2	Rolling bearings - Radial bearings - Boundary dimensions	GB/T 273.3 - 2/21 - 140 x 225 x 50	1	UND	\$400.00	\$800.00
13	4	Cylindrical Roller Bearings Single Row type NJ ZKL	CSN 024670 ZKL (B) - ZKL NJ2220	1	UND	\$100.00	\$400.00
14	2	Cylindrical Roller Bearings Single Row type NJ SKF	BS 290 SKF - SKF NJ 2218 EC	1	UND	\$400.00	\$800.00
15	2	Single row cylindrical roller bearings	CSN 02 4670 - NJ2218	1	UND	\$200.00	\$400.00
16	1	Cylindrical Roller Bearings Single Row type NJ SKF	BS 290 SKF - SKF NJ 218 EC	1	UND	\$200.00	\$200.00
17	1	Rolling bearings - Radial bearings - Boundary dimensions	GB/T 273.3 - 3/30 - 70 x 110 x 30	1	UND	\$300.00	\$300.00
18	2	Spherical Roller Bearings Double Row with Cylindrical Bore SKF	BS 290 SKF - SKF 23948 CC/W33	1	UND	\$200.00	\$400.00
19	2	Rolling bearings. Spherical thrust roller bearing - single direction	CSN 02 4760 - 29348	1	UND	\$400.00	\$800.00
20	2	CHUMACERA SKF SNLN 3028	AFC 008-SNLN 30 plumer block housings for bearings on an adapter sleeve	1	UND	\$500.00	\$1,000.00
21	1	plancha 1	Steel A36	0.493	Kg	\$3.00	\$1.48
22	1	plancha 1 MIR	Steel A36	0.493	Kg	\$3.00	\$1.48
23	1	motor electrico prensa	MARCA WEG 150 KW	1	UND	\$55,000.00	\$55,000.00
24	1	polea menor	ALUMINUM 6061	52	Kg	\$5.00	\$260.00
25	1	polea mayor	ALUMINUM 6061	110	Kg	\$5.00	\$550.00
26	1	placa de motor	Steel A36	60	Kg	\$3.00	\$180.00
27	19	ISO 7090 - 18 - 140 HV	Plain washers, chamfered - Normal series - Product grade A	0.014	Kg	\$3.00	\$0.80
28	19	ISO 4016 - M18 x 100	Hexagon head bolts. Product grade C	0.256	Kg	\$3.00	\$14.59
29	19	KS B 1012 - C M18	Hexagon nuts and hexagon thin nuts	0.059	Kg	\$3.00	\$3.36
30	64	ISO 7089 - 18	Plain washers - Normal series - Product grade A	0.015	Kg	\$3.00	\$2.88
31	15	ISO 4014 - M18 x 90	Hexagon head bolt - product grades A and B	0.232	Kg	\$3.00	\$10.44
32	33	ISO 4032 - M18	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	0.053	Kg	\$3.00	\$5.25
33	16	ISO 4014 - M18 x 100	Hexagon head bolt - product grades A and B	0.252	Kg	\$3.00	\$12.10
34	19	ISO 4014 - M24 x 240	Hexagon head bolt - product grades A and B	0.969	Kg	\$3.00	\$55.23
35	23	ISO 7089 - 24	Plain washers - Normal series - Product grade A	0.033	Kg	\$3.00	\$2.28
36	25	ISO 4033 - M24	Hexagon nuts, style 2 - Product grades A and B	0.143	Kg	\$3.00	\$10.73
37	12	ISO 4017 - M39 x 110	Hexagon head screws- Product grade A and B	1.613	Kg	\$3.00	\$58.07
38	12	ISO 4017 - M39 x 100	Hexagon head screws	1.52	Kg	\$3.00	\$54.72
39	5	ISO 4017 - M24 x 140	Hexagon head screws	0.619	Kg	\$3.00	\$9.29
40	20	ISO 7090 - 24 - 140 HV	Plain washers, chamfered - Normal series - Product grade A	0.031	Kg	\$3.00	\$1.86
41	14	ISO 8674 - M24 x 2	Hexagon nuts, style2, with metric fine pitch thread - Product grades A and B	0.137	Kg	\$3.00	\$5.75
42	4	Bolt 4 M24-6gx240 (S36) GOST 7798-70	Hexagon bolts, product grade B	0.967	Kg	\$3.00	\$11.60
43	5	FAJA	8V	1	UND	\$20.00	\$100.00
44	2	tapas izq	Steel A36	2	Kg	\$3.00	\$12.00
45	1	tapa der	Steel A36	2	Kg	\$3.00	\$6.00
46	84	ISO 4017 - M10 x 25	Hexagon head screws	0.026	Kg	\$3.00	\$6.55
47	5	ISO 4017 - M10 x 30	Hexagon head screws	0.029	Kg	\$3.00	\$0.44
48	2	ISO 4017 - M18 x 100	Hexagon head screws	0.252	Kg	\$3.00	\$1.51
49	6	ISO 8765 - M24 x 2 x 240	Hexagon head bolts with metric fine pitch thread - Product grades A and B	0.97	Kg	\$3.00	\$17.46
50	1	ANILLO	Steel A36	16	Kg	\$3.00	\$48.00
51	1	ANILLO2	Steel A36	16	Kg	\$3.00	\$48.00
52	12	ISO 4017 - M10 x 20	Hexagon head screws	0.023	Kg	\$3.00	\$0.83
53	1	CUBIERTA	Steel A36	70	Kg	\$6.00	\$420.00
54	1	BANCADA SOLDADA	Steel A36	2600	Kg	\$3.00	\$7,800.00
55	4	ISO 4017 - M24 x 110	Hexagon head screws	0.6	Kg	\$3.00	\$7.20
56	9	ISO 4034 - M24	Hexagon nuts - Product grade C	0.2	Kg	\$3.00	\$5.40
57	6	ISO 4017 - M24 x 50	Hexagon head screws	0.4	Kg	\$3.00	\$7.20
58	6	ISO 4017 - M24 x 120	Hexagon head screws	0.6	Kg	\$3.00	\$10.80
59	1	COSTILLAR INFERIOR	Steel A36	4000	Kg	\$3.00	\$12,000.00
60	1	COSTILLAR SUPERIOR 1	Steel A36	3000	Kg	\$3.00	\$9,000.00
61	1	COTILLAR SUPERIOR 2	Steel A36	1000	Kg	\$3.00	\$3,000.00
62	1	Entrada de pasta	Steel A36	80	Kg	\$6.00	\$480.00
63	1	PLACA	INOX 316	42	Kg	\$6.00	\$252.00
64	1	TOLVA	INOX 316	300	Kg	\$6.00	\$1,800.00
65	29	ABRAZADERA	Steel A36	4	Kg	\$3.00	\$348.00
66	29	Remo de union	Steel A36	0.4	Kg	\$3.00	\$34.80
67	29	ABRAZADERA MIR	Steel A36	3	Kg	\$3.00	\$261.00
68	29	perno de union MIR	Steel A36	0.4	Kg	\$3.00	\$34.80
69	1	Carcaza	INOX 316	500	Kg	\$6.00	\$3,000.00
70	6	tapa lateral	INOX 316	27	Kg	\$6.00	\$972.00
71	6	tapa lateral MIR	INOX 316	27	Kg	\$6.00	\$972.00
72	1	bandeja de licor de prensa	INOX 316	340	Kg	\$6.00	\$2,040.00
73	1	tolva descarga	INOX 316	70	Kg	\$6.00	\$420.00
74	1	SOLDADURA	ELECTRODO 6011 -1/8"	300	Kg	\$4.00	\$1,200.00
75	4	Cantidad de personas	Costo por hora hombre en 4 meses en 6 personas	640	h	\$3.00	\$7,680.00
<b>PRECIO TOTAL</b>							<b>\$277,087.89</b>



II ZONA RECEPCION Y ALMACENAMIENTO	
1	POZAN 01
2	POZAN 02
3	POZAN 03
4	POZAN 04
5	COLECTOR DE POZAN 1
6	COLECTOR DE POZAN 2
III ZONA COCCINAS, PRENSAS Y SEPARADORAS	
7	T.H. P-0 ALIMENTADOR A COCCIAN 03
8	T.H. P-1 ALIMENTADOR DE SEPARADORAS
9	T.H. P-2 COLECTOR DE PRENSAS
10	T.H. P-3A INCLINADO COLECTOR DE PRENSA
11	T.H. P-3B INCLINADO COLECTOR DE PRENSA
IV ZONA SECADORES	
12	T.H. P-4 INCLINADO ALIMENTADOR SECADOR ROTADISK
13	T.H. P-5 INGRESO A SECADOR ROTADISK N°1
14	T.H. P-7 INGRESO A SECADOR ROTADISK N°2
15	T.H. P-8 INGRESO A SECADOR ROTADISK N°3
16	T.H. P-10A COLECTOR SECADOR ROTADISK N°1 Y 2
17	T.H. P-10B COLECTOR SECADOR ROTADISK N°3
18	T.H. P-11A INCLINADO SALIDA SEC. ROTADISK N°1,2,3
19	T.H. P-11B INCLINADO ALIMENTADOR T.H. P-24
20	T.H. P-12 INCLINADO ALIMENTADOR A SEC. ROTATUBO N° 1,2,3
21	T.H. P-13 INCLINADO ALIMENTADOR A SEC. ROTATUBO N° 1
22	T.H. P-14 HORIZONTAL A SECADOR ROTATUBO N° 1
23	T.H. P-15 INGRESO A SECADOR ROTATUBO N° 1
24	T.H. P-15A HORIZONTAL A SECADOR ROTATUBO N° 2
25	T.H. P-15B HORIZONTAL A SECADOR ROTATUBO N° 3
26	T.H. P-17 INGRESO A SECADOR ROTATUBO N° 2
27	T.H. P-18 INGRESO A SECADOR ROTATUBO N° 3
28	P-19 T.H. COLECTOR DE SEC. ROTATUBO N° 1
29	P-20 T.H. INCLINADO SALIDA SEC. ROTATUBO N° 1
30	P-21 T.H. COLECTOR DE SECADOR ROTATUBO N° 2,3
31	P-22 T.H. INCLINADO COLECTOR SECADOR ROTATUBO
V ZONA ENFRIADORES, PURIFICADOR Y MOLINOS	
32	T.H. P-23 HORIZONTAL AENFRIADORES
33	T.H. P-24 HORIZONTAL DISTRIBUIDOR ENFRIADORES
34	T.H. P-25 INGRESO A ENFRIADOR N°1
35	T.H. P-26 INGRESO A ENFRIADOR N°2
36	T.H. P-27 COLECTOR DE ENFRIADORES
37	T.H. P-28 INCLINADO ALIMENTADOR APURIFICADORES
38	T.H. P-29 COLECTOR DE PURIFICADORES
39	T.H. P-30 ALIMENTADOR A MOLINOS
40	T.H. P-31 COLECTOR DE MOLINOS
41	T.H. P-32 ALIMENTADOR TOLVIN AO
VI ZONA DE SILOS, AO Y EN SAQUE	
42	T.H. P-33 DOSIFICADOR DE AO
43	T.H. P-34 MEZCLADOR DE AO
44	T.H. P-35 HORIZONTAL ALIMENTADOR A SILOS
45	T.H. P-35B HORIZONTAL ALIMENTADOR A SILOS
46	T.H. P-36 ALIMENTADOR A SILO N°1
47	T.H. P-37 ALIMENTADOR A SILO N°2
48	T.H. P-38 COLECTOR DE SILOS
49	T.H. P-39 ALIMENTADOR A SALA DE ENSAQUE
50	T.H. P-40 ALIMENTADOR ENSAQUE JUNBO

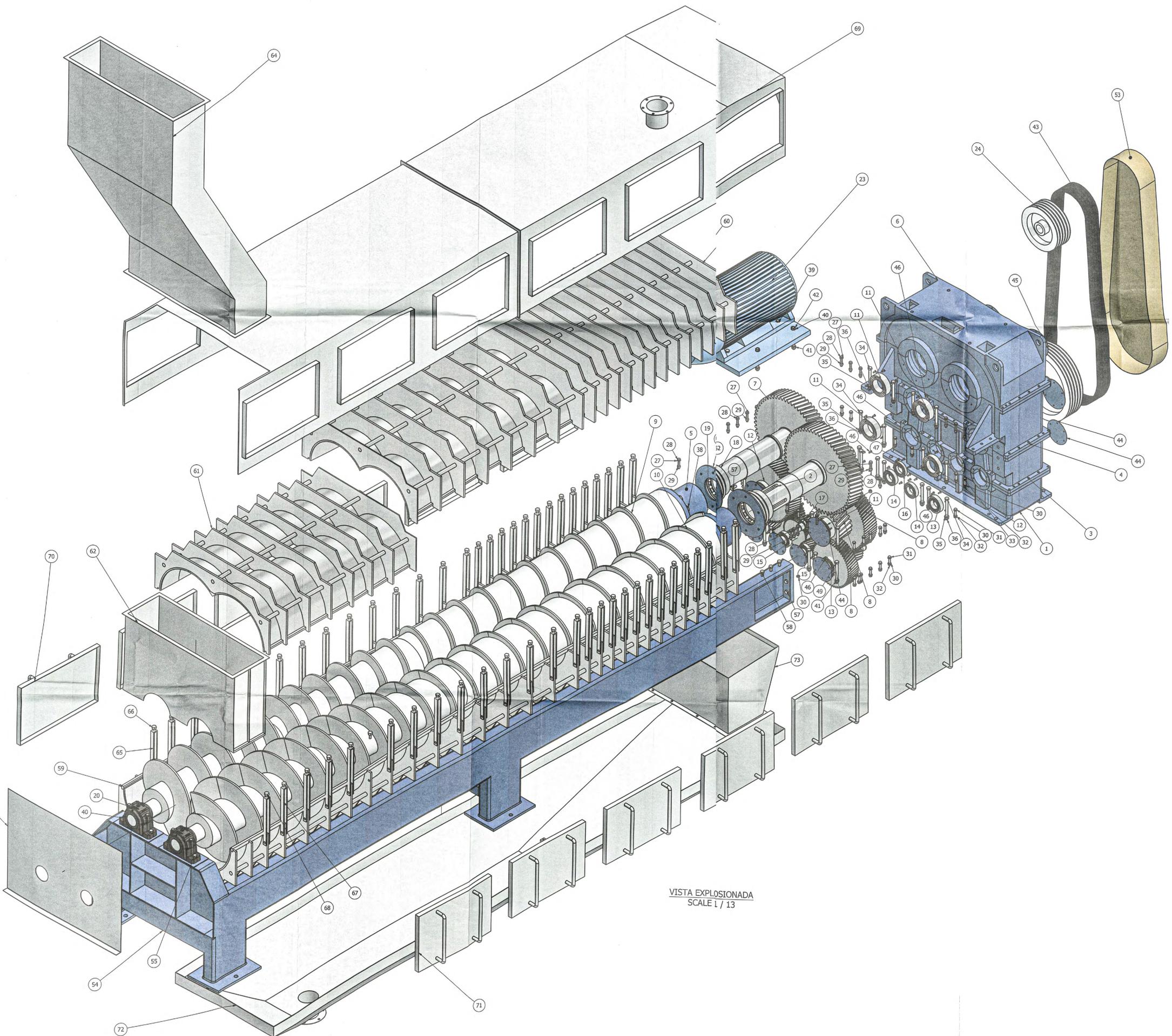


DIBUJO	P.I.L.P.	ESCALA	DISTRIBUCION DE EQUIPOS Y TORNILLOS HELICOIDALES	
DISEÑO	P.I.L.P.	S/E		
APROBO	W.N.A.P	FECHA		
NORMA	ISO	23/04/24		
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA			PLANO N°	N° <b>1</b>
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			SUSTITUYE A	
DPTO. ACAD. DE ING. MECÁNICA			SUSTITUIDO POR	



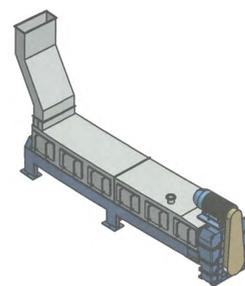
VISTA ISOMÉTRICA  
SCALE 1 / 16

DIBUJO	P.I.L.P.	ESCALA	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE
DISEÑO	P.I.L.P.	1:16	TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h
APROBO	W.N.A.P.	FECHA	VISTA ISOMÉTRICA- ARREGLO GENERAL
NORMA	ISO	23/04/24	
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA			PLANO N°
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA			SUSTITUYE A
DPTO. ACAD. DE ING. MECÁNICA			SUSTITUIDO POR
			N°
			2

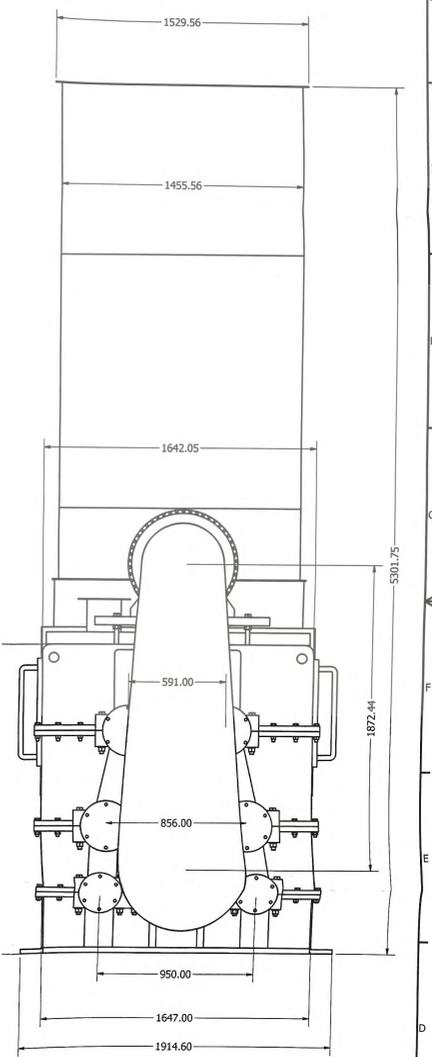


VISTA EXPLOSIONADA  
SCALE 1 / 13

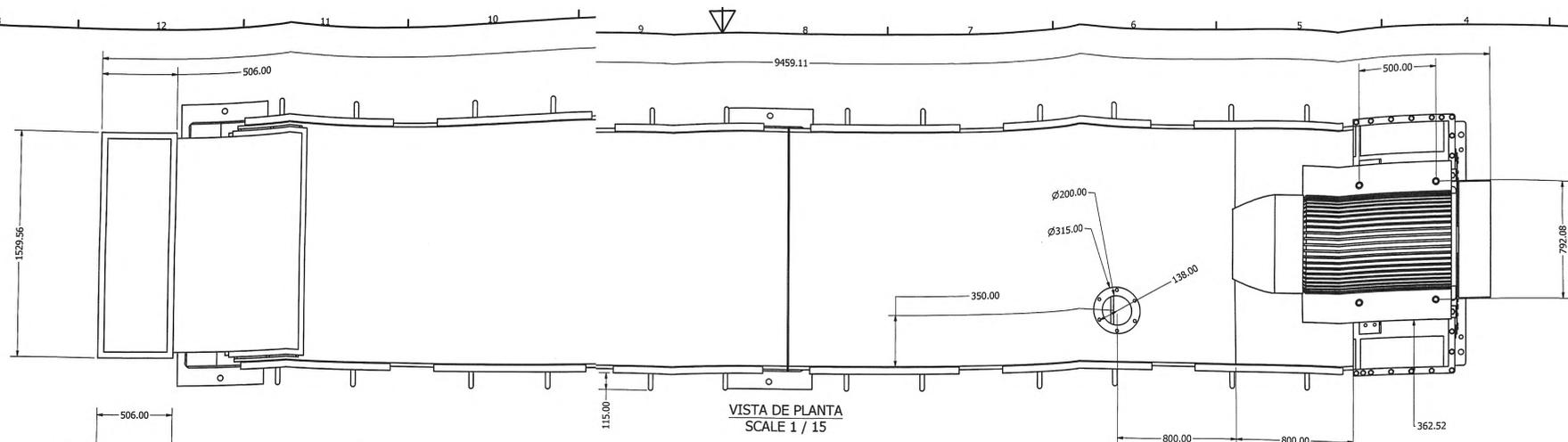
73	TOLVA DESCARGA	1	Steel, Wrought	
72	BANDEJA DE LICOR DE PRENSA	1	Steel, Wrought	
71	TAPA LATERAL MIR	6	Steel, Wrought	
70	TAPA LATERAL	6	Steel, Wrought	
69	CARCAZA	1	Steel, Wrought	
68	PERNO DE UNION_MIR	29	Steel, Wrought	
67	ABRAZADERA_MIR	29	Steel, Carbon	
66	PERNO DE UNION	29	Steel, Wrought	
65	ABRAZADERA	29	Steel, Carbon	
64	TOLVA	1	Steel, Wrought	
63	PLACA	1	Steel, Wrought	
62	ENTRADA DE PASTA	1	Steel, Carbon	
61	COSTILLAR SUPERIOR2	1	Steel, Carbon	
60	COSTILLAR SUPERIOR1	1	Steel, Carbon	
59	COSTILLAR	1	Steel, Carbon	
58	ISO 4017 - M24 X 120	6	Stainless Steel	Hexagon head screws
57	ISO 4017 - M24 X 50	6	Stainless Steel	Hexagon head screws
56	ISO 4034 - M24	9	Steel	Hexagon nuts - Product grade C
55	ISO 4017 - M24 X 110	4	Stainless Steel	Hexagon head screws
54	BANCADA SOLDADA 1	1	Steel, Carbon	
53	CUBIERTA	1	Steel	
52	ISO 4017 - M10 X 20	12	Stainless Steel	Hexagon head screws
51	ANILLO_MIR	1	Steel, Carbon	
50	ANILLO	1	Steel, Carbon	
49	ISO 8765 - M24 X 2 X 240	6	Stainless Steel	Hexagon head bolt
48	ISO 4017 - M18 X 100	2	Stainless Steel	Hexagon head screws
47	ISO 4017 - M10 X 30	5	Stainless Steel	Hexagon head screws
46	ISO 4017 - M10 X 25	84	Stainless Steel	Hexagon head screws
45	TAPA DER	1	Steel, Carbon	
44	TAPAS IZQ	2	Steel, Carbon	
43	FAJA	5	Generic	
42	BOLT 4 M24-6Gx240(S36)	4	Steel, Mild	Hexagon bolts, product grade B
41	ISO 8674 - M24 X 2	14	Steel	Hexagon nuts- product grades A and B
40	ISO 7090 - 24 - 140 HV	20	Stainless Steel	Plain washers- Product grade A
39	ISO 4017 - M24 X 140	5	Stainless Steel	Hexagon head screws
38	ISO 4017 - M39 X 100	12	Stainless Steel	Hexagon head screws
37	ISO 4017 - M39 X 110	12	Stainless Steel	Hexagon head screws
36	ISO 4033 - M24	25	Steel	Hexagon nuts, style 2
35	ISO 7089 - 24	23	Stainless Steel	Plain washers- Product grade A
34	ISO 4014 - M24 X 240	19	Stainless Steel	Hexagon head bolt - product grades A
33	ISO 4014 - M18 X 100	16	Stainless Steel	Hexagon head bolt - product grades A
32	ISO 4032 - M18	33	Stainless Steel	Hexagon nuts - Product grades A and B
31	ISO 4014 - M18 X 90	15	Stainless Steel	Hexagon head bolt - product grades A and B
30	ISO 7089 - 18	64	Stainless Steel	Plain washers - Product grade A
29	KS B 1012 - C M18	19	Steel, Mild	Hexagon nuts and hexagon thin nuts
28	ISO 4016 - M18 X 100	19	Steel	Hexagon head bolts. Product grade C
27	ISO 7090 - 18 - 140 HV	19	Stainless Steel	Plain washers, chamfered - Normal series
26	PLACA DE MOTOR	1	Steel, Carbon	
25	POLEA MAYOR	1	Aluminum 6061	
24	POLEA MENOR	1	Aluminum 6061	
23	MOTOR ELECTRICO PRENSA	1	Generic	
22	PLANCHA 1_MIR	1	Steel, Wrought	
21	PLANCHA 1	1	Steel, Wrought	
20	SKF_SNLN 3028	2		APC 008-SNLN 30 plummer block housings
19	CSN 02 4760 - 29348	2	Steel, Mild	Rolling bearings. Spherical
18	BS 290 SKF - SKF 23948 CC/W33	2	Steel, Mild	Spherical Roller Bearings Double Row
17	GB/T 273.3 - 3/30 - 70 X 110 X 30	1	Steel, Mild	Rolling bearings - Radial bearings
16	BS 290 SKF - SKF NJ 218 EC	1	Steel, Mild	Cylindrical Roller Bearings
15	CSN 02 4670 - NJ2218	2	Steel, Mild	Single row cylindrical roller bearings
14	BS 290 SKF - SKF NJ 2218 EC	2	Steel, Mild	Cylindrical Roller Bearings
13	CSN 024670 ZKL (B) - ZKL NJ2220	4	Steel, Mild	Cylindrical Roller Bearings
12	GB/T 273.3 - 2/21 - 140 X 225 X 50	2	Steel, Mild	Rolling bearings - Radial bearings
11	GB/T 273.3 - 3/31 - 140 X 225 X 68	4	Steel, Mild	Rolling bearings - Radial bearings
10	TORNILLO DE PRENSA DERECHA	1	Steel	
9	TORNILLO DE PRENSA IZQUIERDA	1	Steel, Wrought	
8	SPUR GEAR2	7	Steel	
7	SPUR GEAR1	8	Steel	
6	CAJA4 REDUCTOR	1	Steel, Carbon	
5	BRIDA DE EJE DE SALIDA	2	Steel, Carbon	
4	CAJA3 REDUCTOR	1	Steel, Carbon	
3	CAJA2 REDUCTOR	1	Steel, Carbon	
2	SHAFT	9	Steel, High	
1	CAJA1 REDUCTOR	1	Steel, Carbon	
DESIGNACION		CN	MATERIAL	ANOTACIONES
Nº	ESCALA	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h		
DBUJO	P.I.L.P	1:13		
DISENO	P.I.L.P			
APROBO	W.N.A.P.	FECHA	VISTA ISOMÉTRICA EXPLOSIONADA	
NORMA	ISO	23/04/24		
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		PLANO Nº		
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		SUSTITUYE A		
DPTO. ACAD. DE ING. MECÁNICA		SUSTITUIDO POR	3	



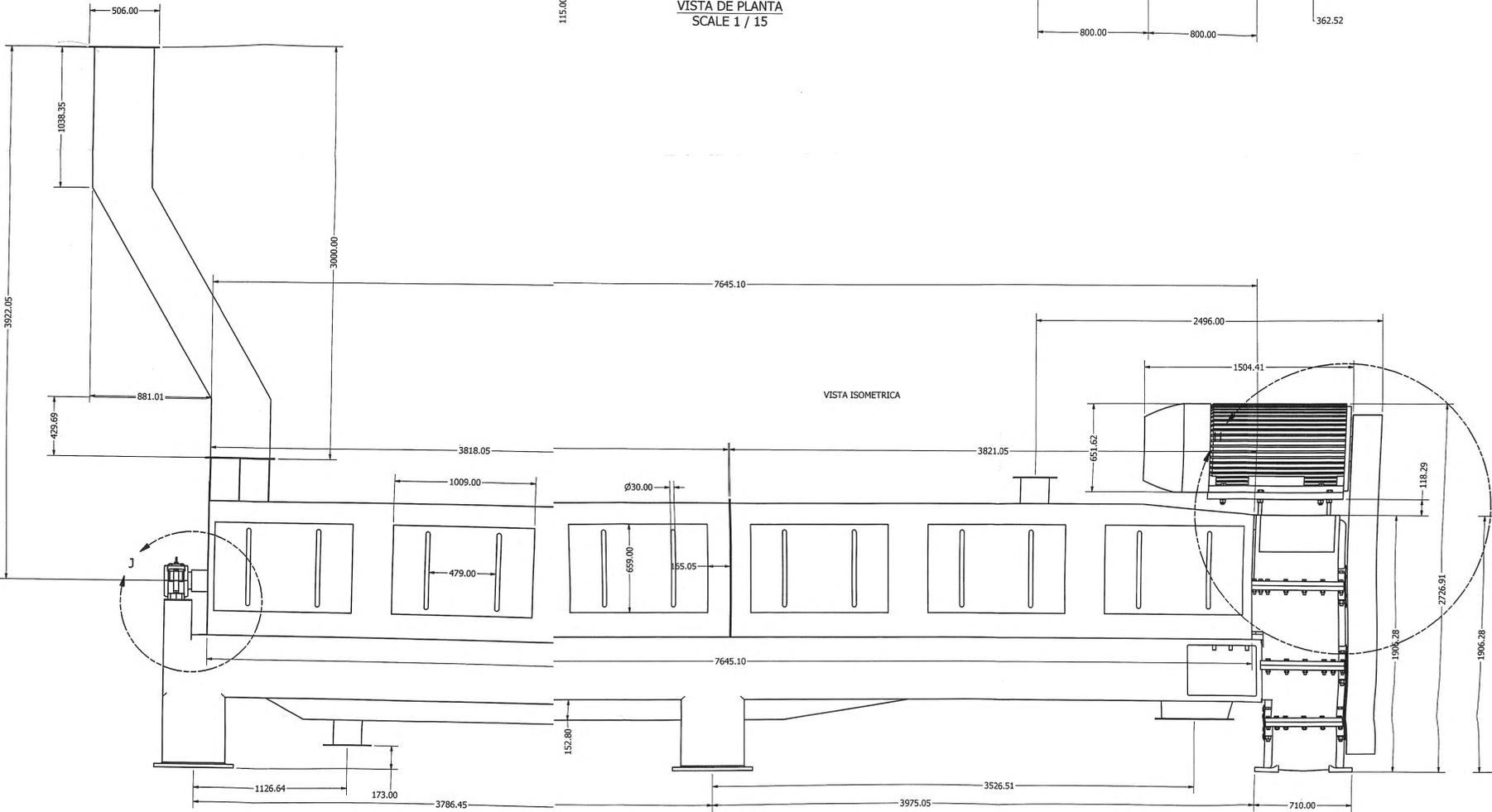
VISTA ISOMÉTRICA  
SCALE 1 / 80



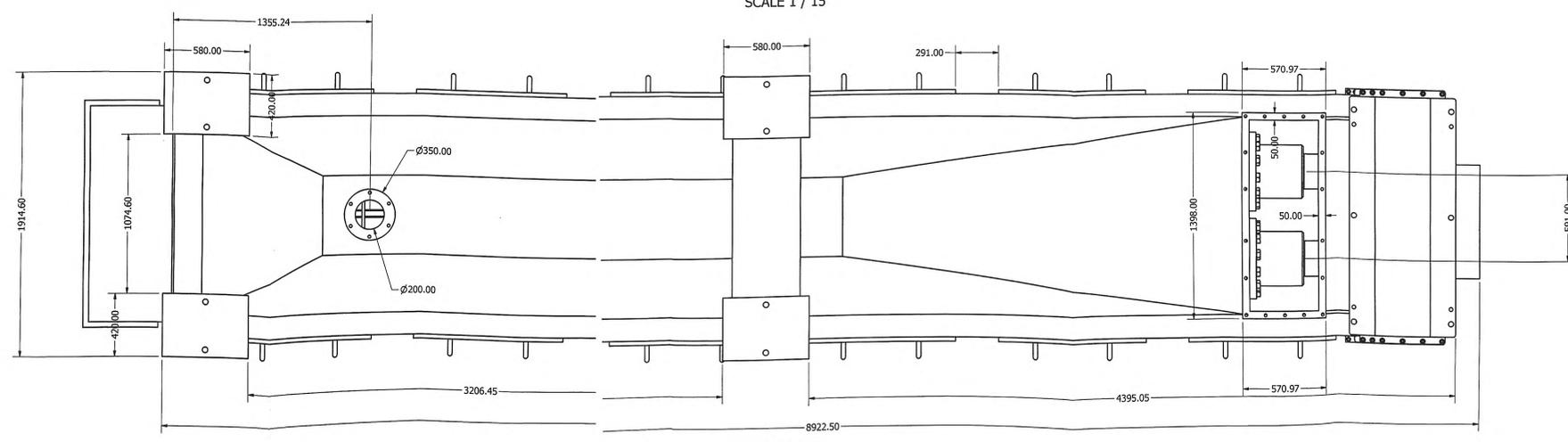
VISTA LATERAL DERECHA  
SCALE 1 / 15



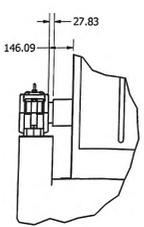
VISTA DE PLANTA  
SCALE 1 / 15



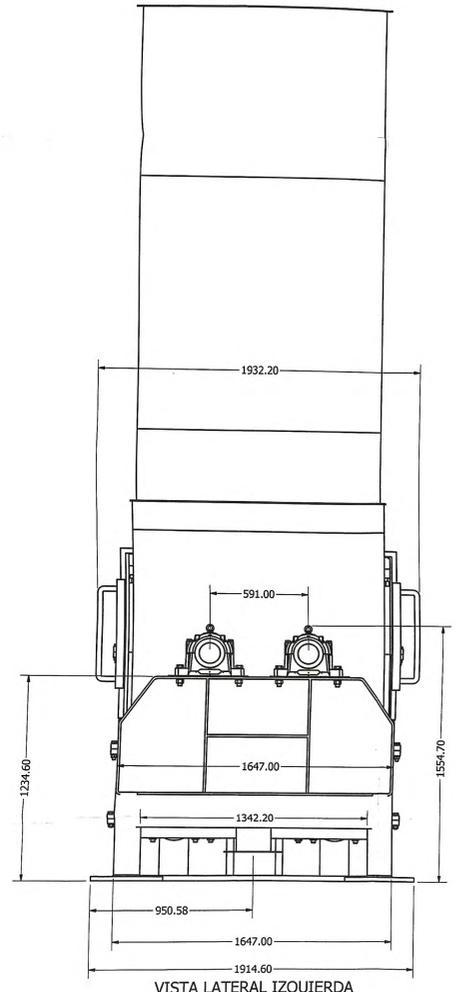
VISTA FRONTAL  
SCALE 1 / 15



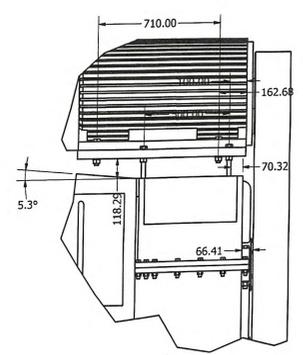
VISTA DEBAJO  
SCALE 1 / 15



DETAIL J  
SCALE 1 / 15

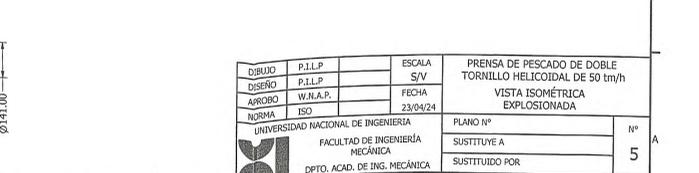
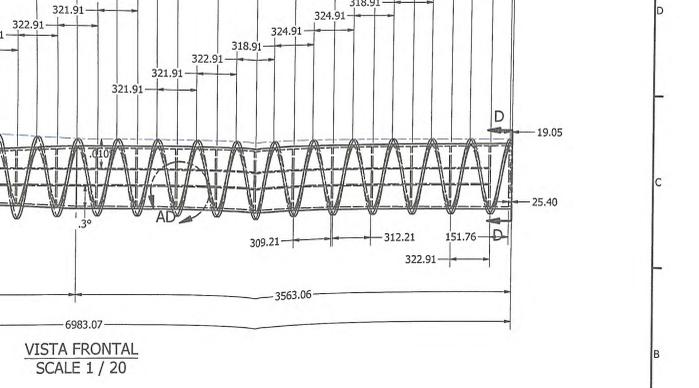
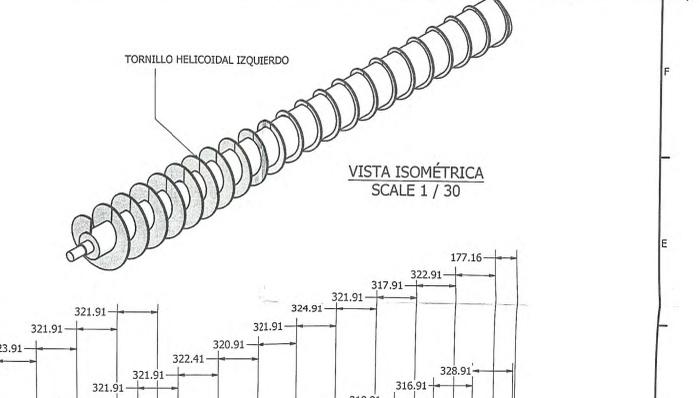
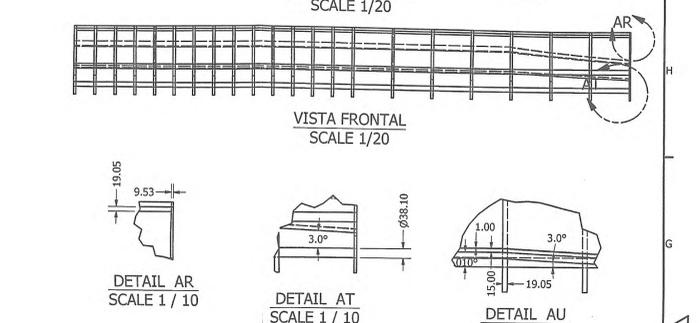
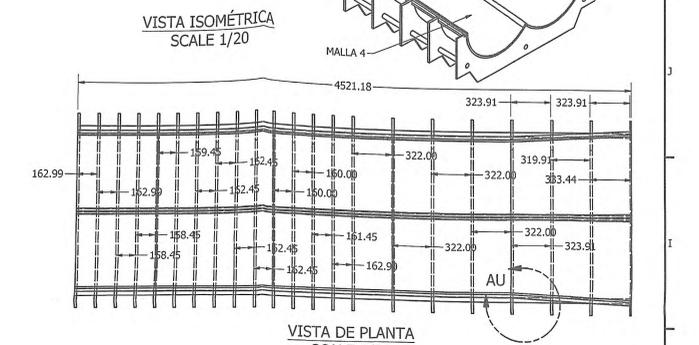
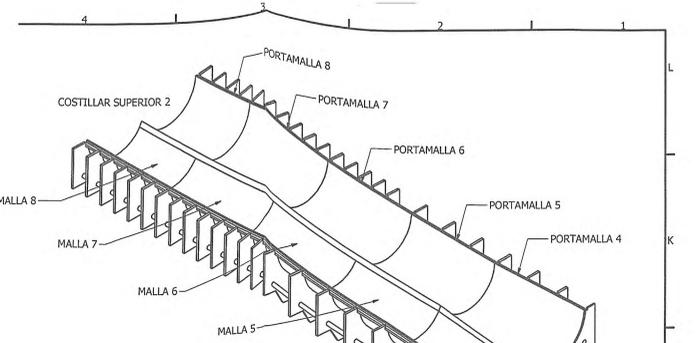
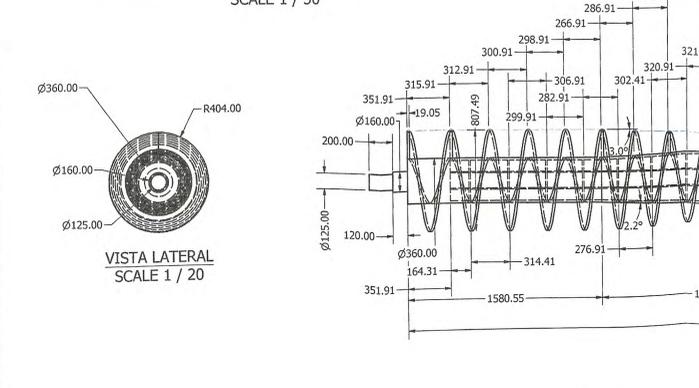
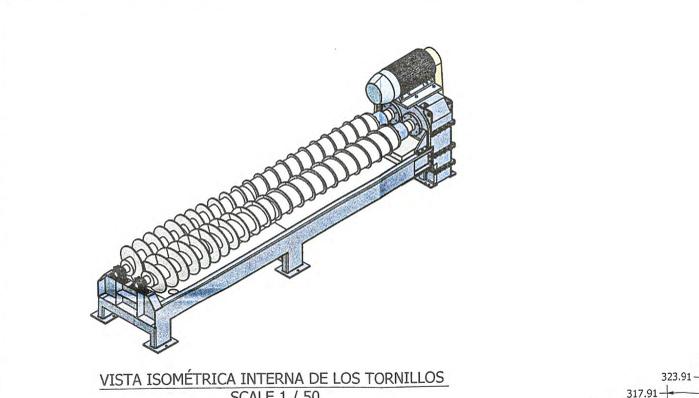
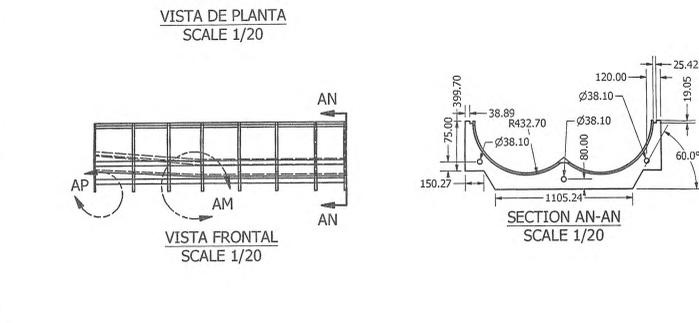
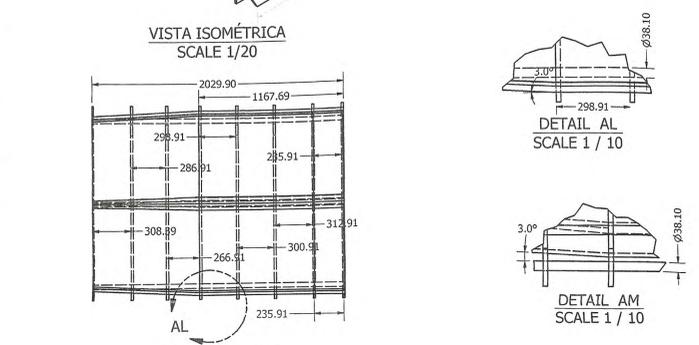
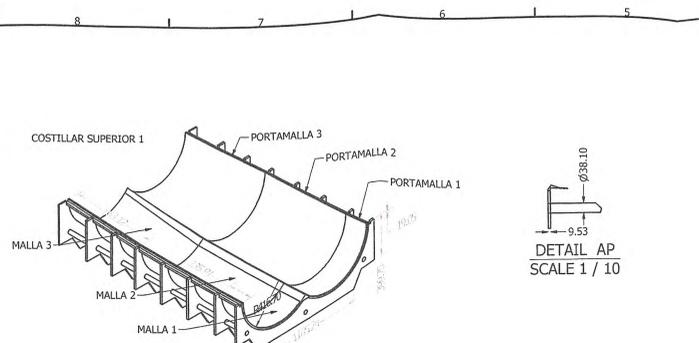
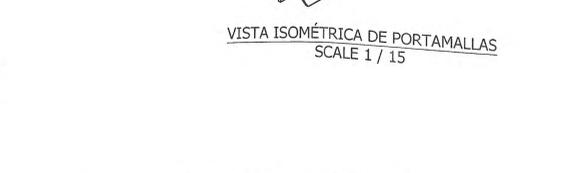
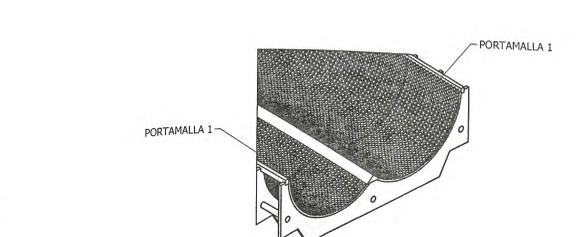
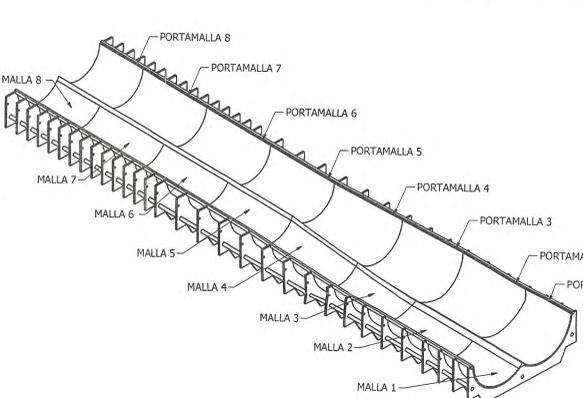
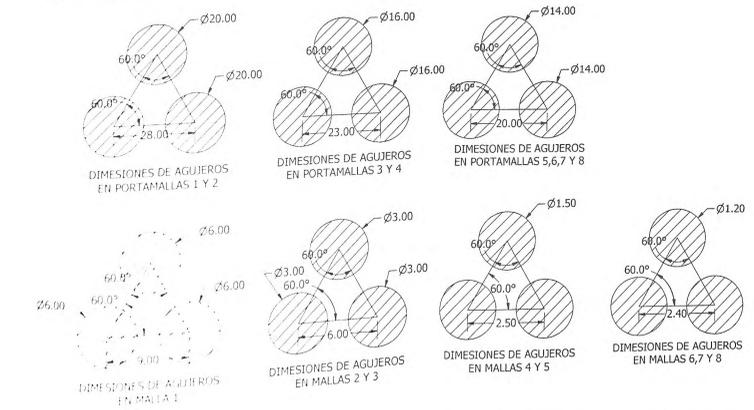
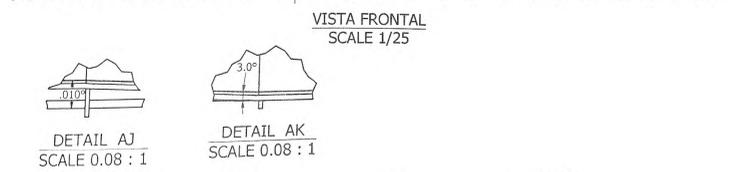
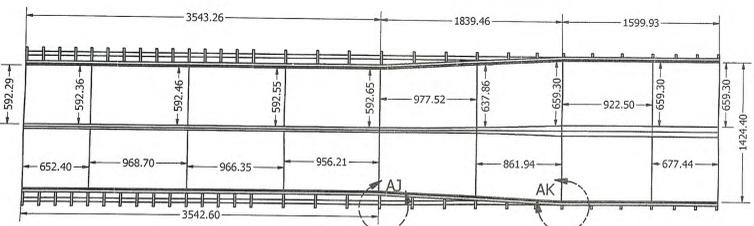
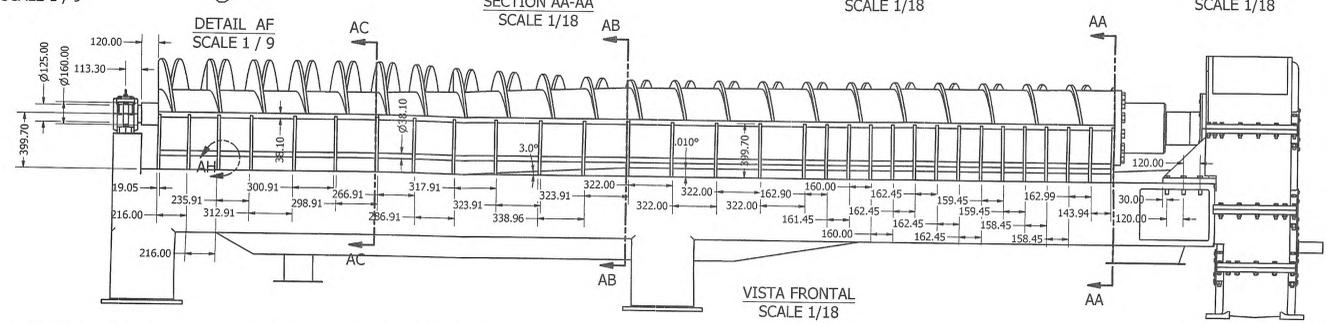
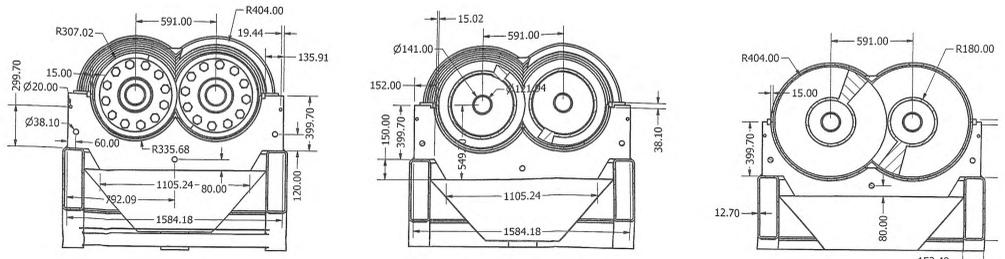
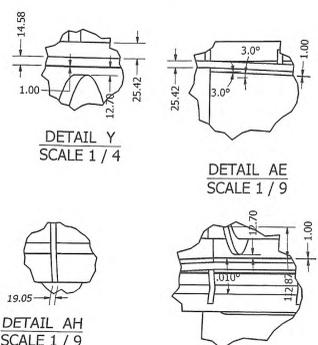
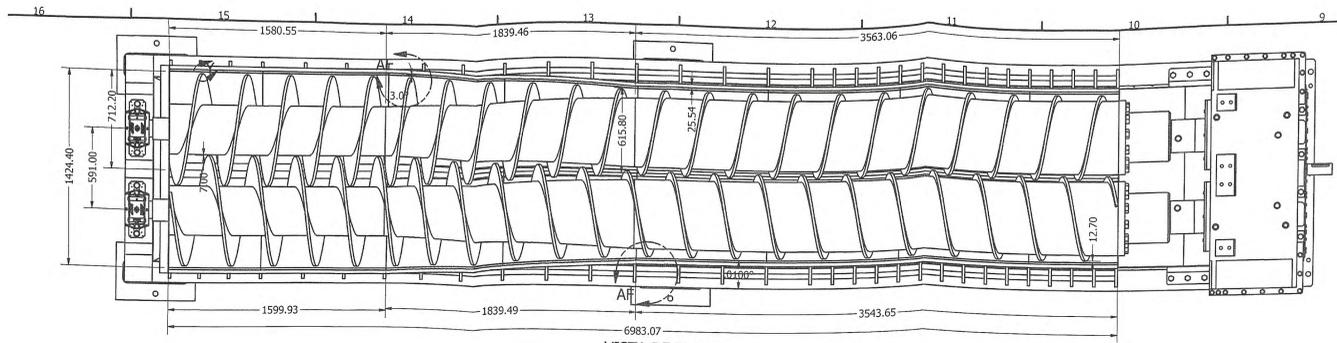


VISTA LATERAL IZQUIERDA  
SCALE 1 / 15

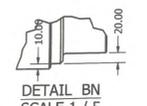
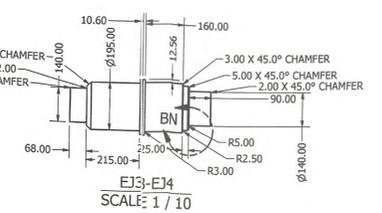
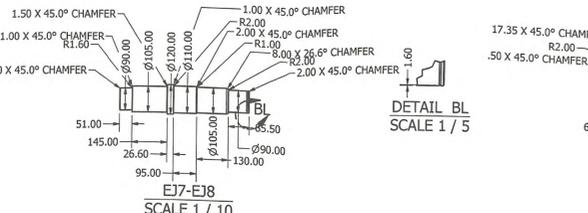
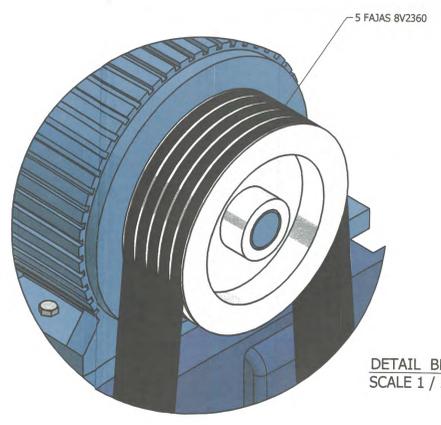
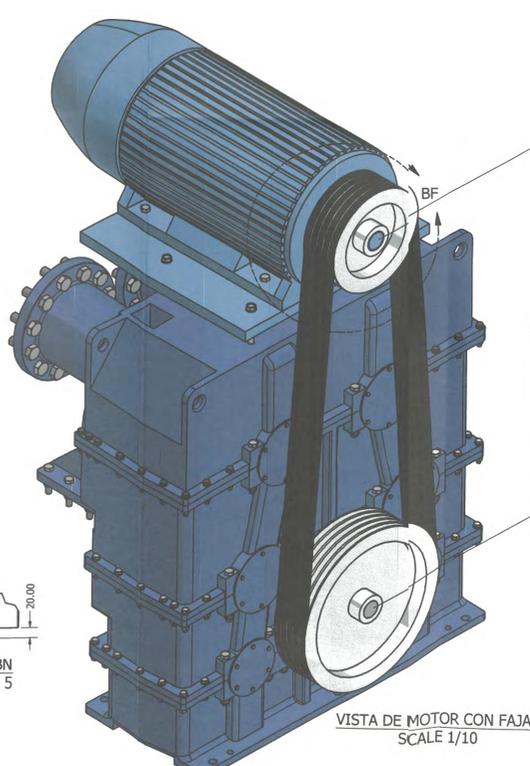
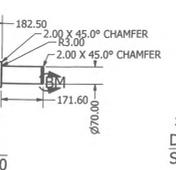
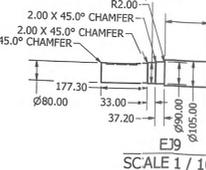
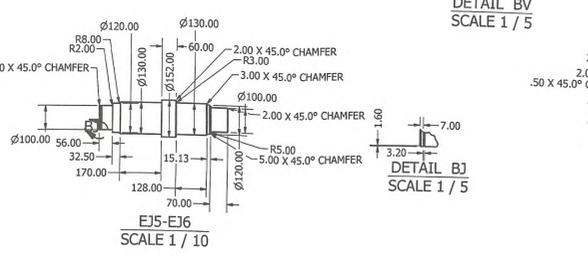
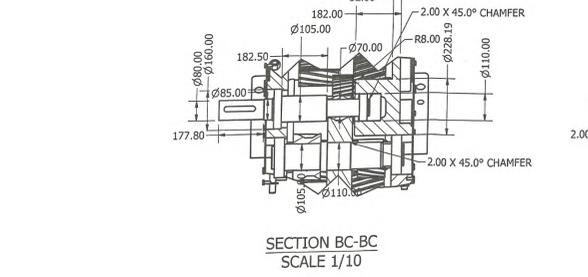
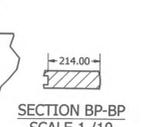
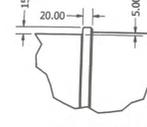
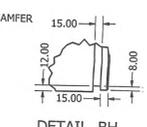
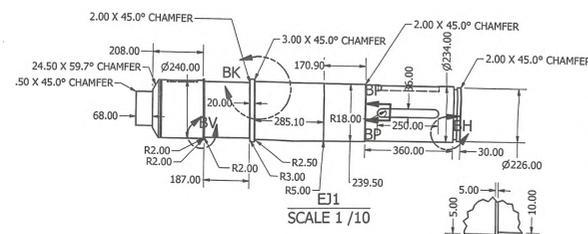
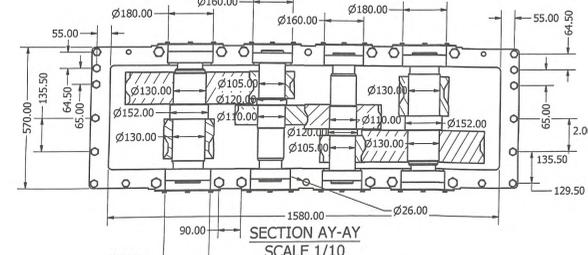
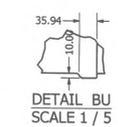
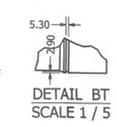
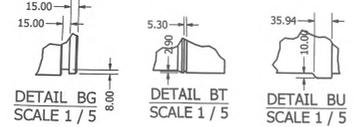
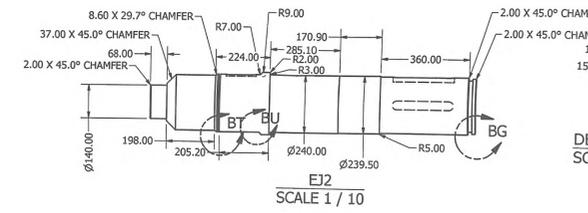
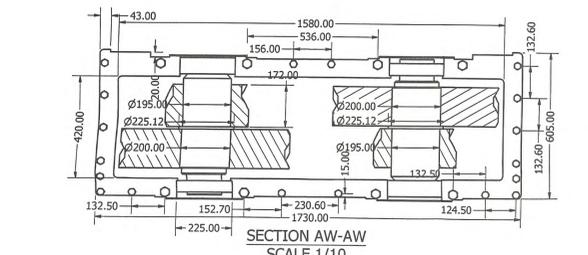
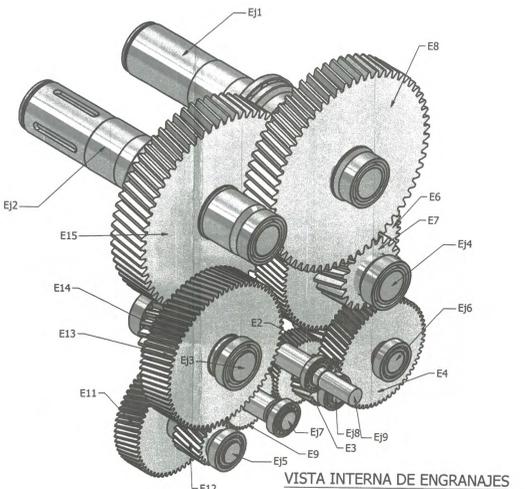
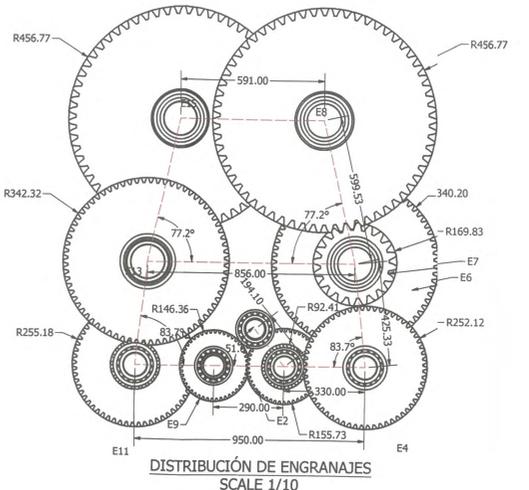
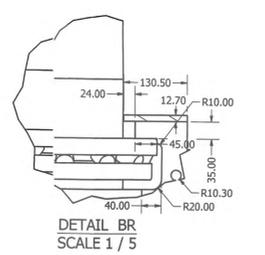
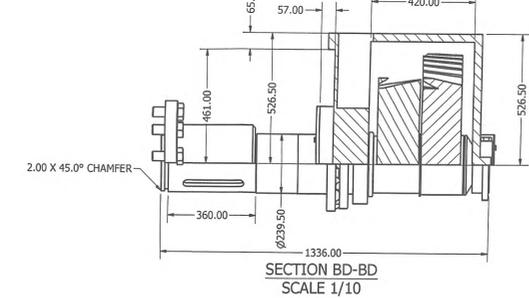
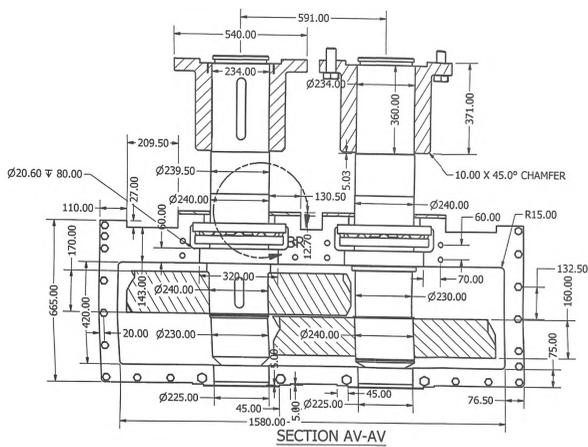
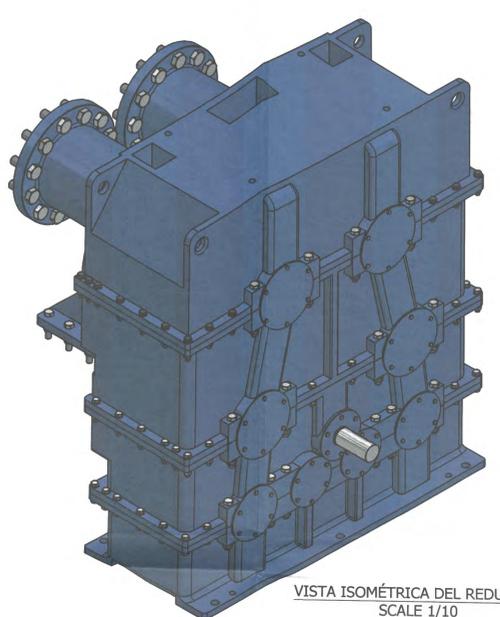
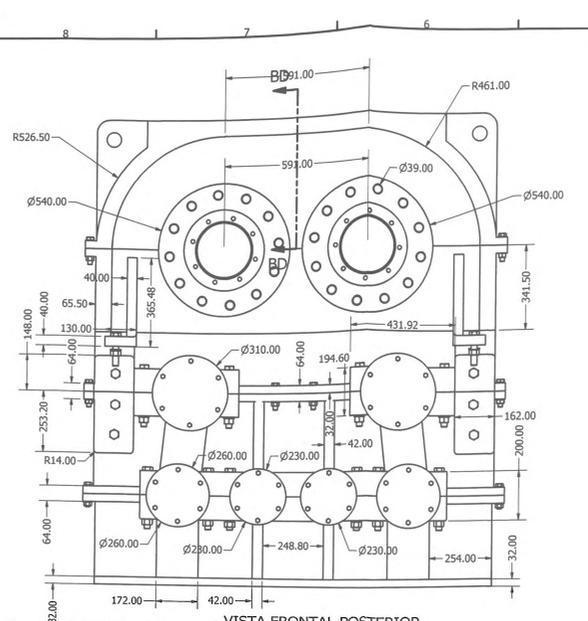
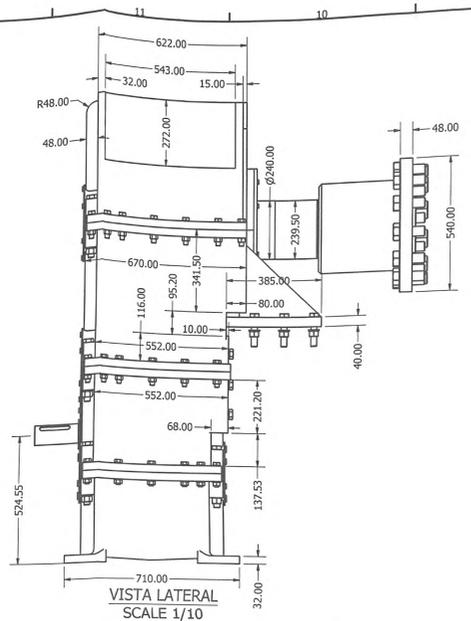
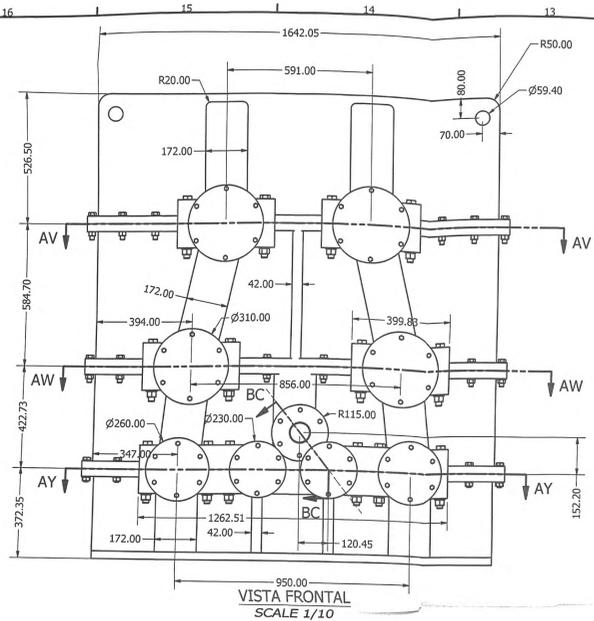


DETAIL H  
SCALE 1 / 15

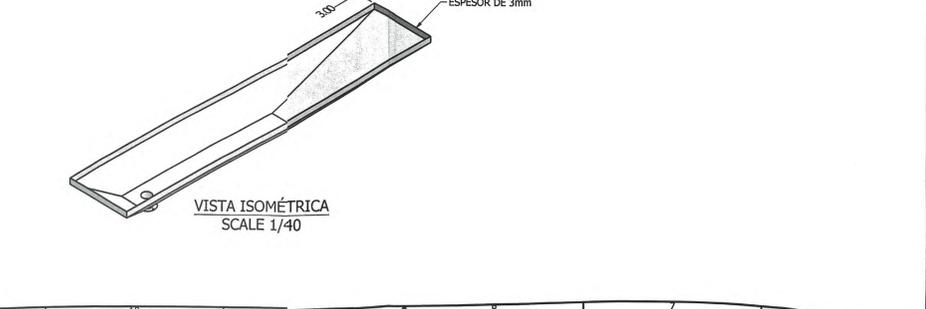
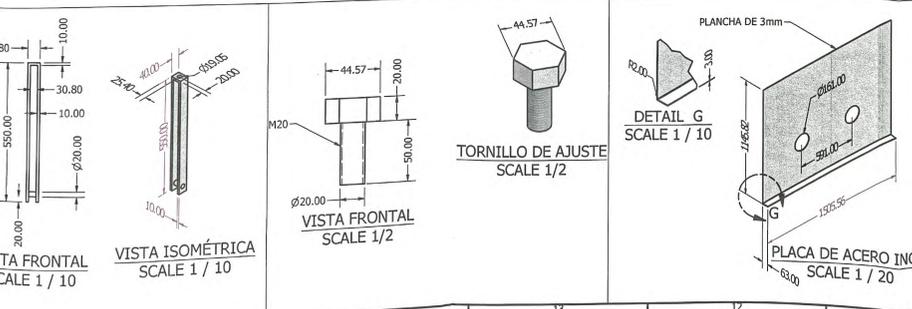
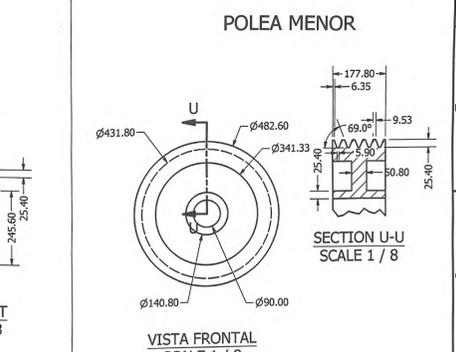
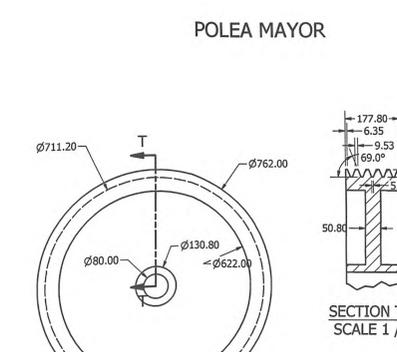
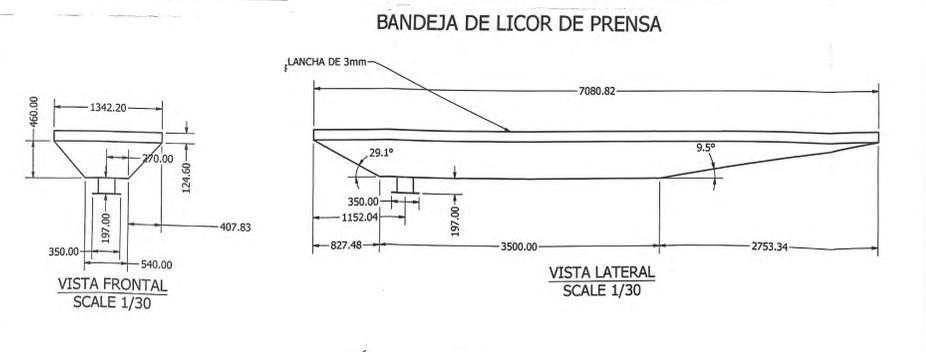
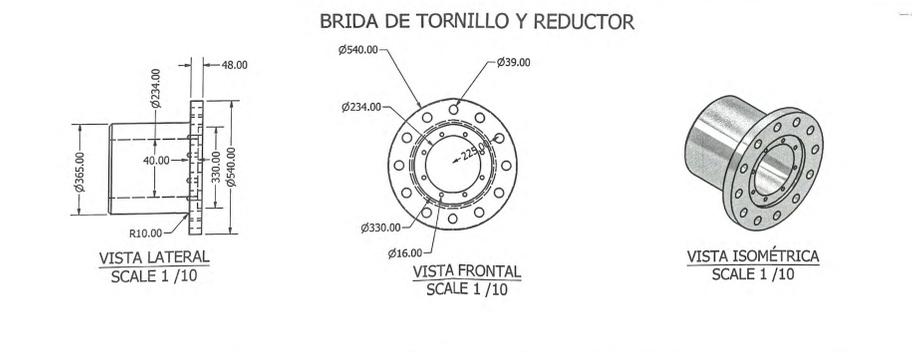
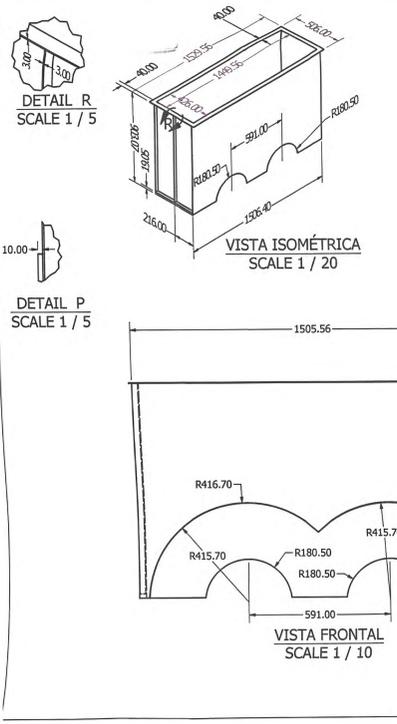
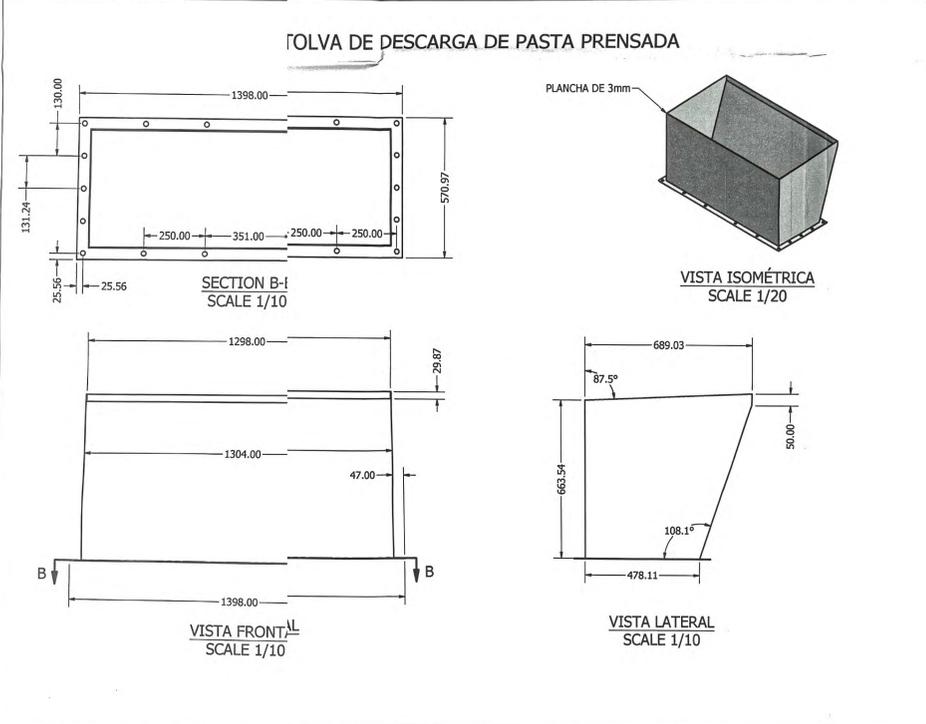
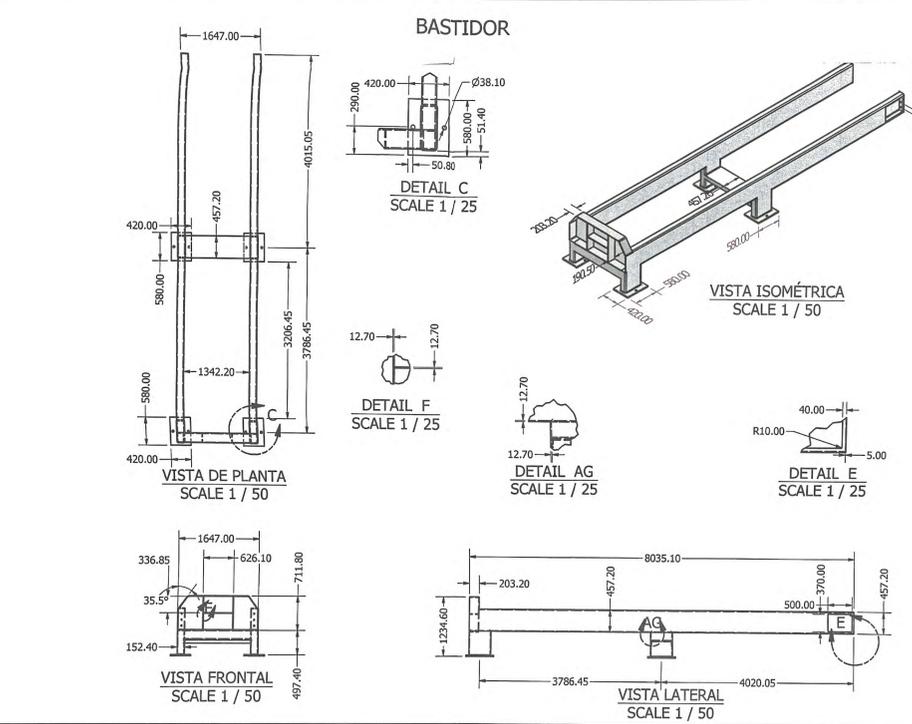
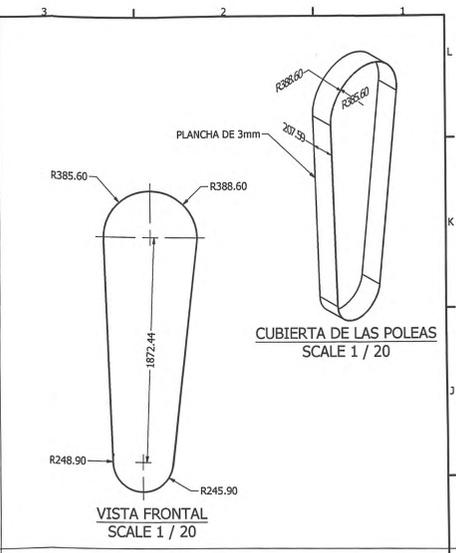
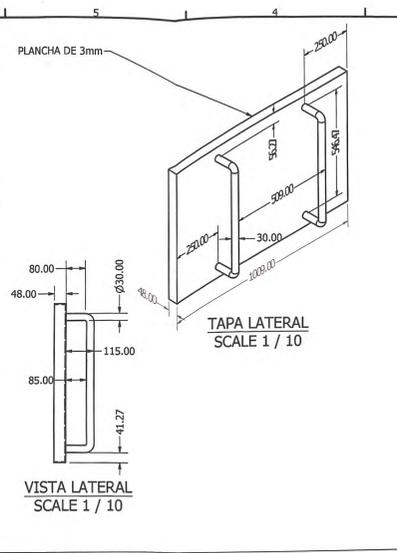
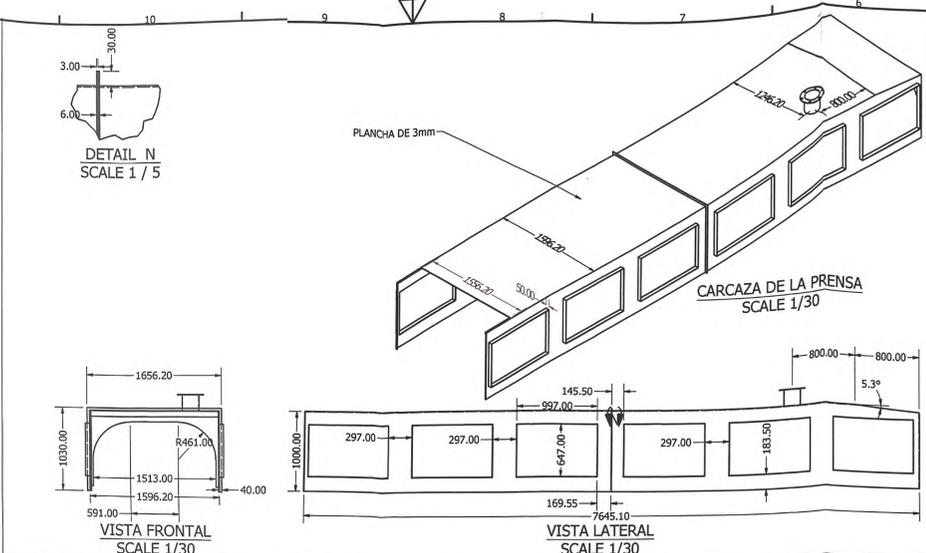
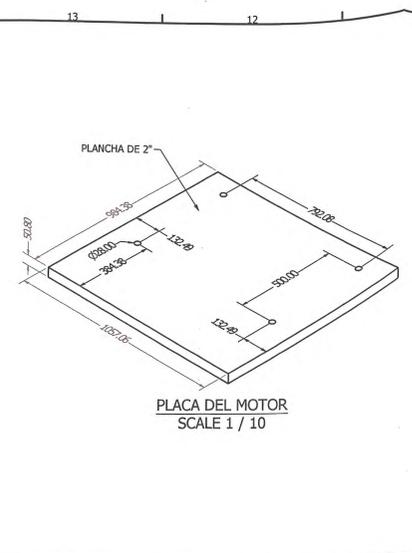
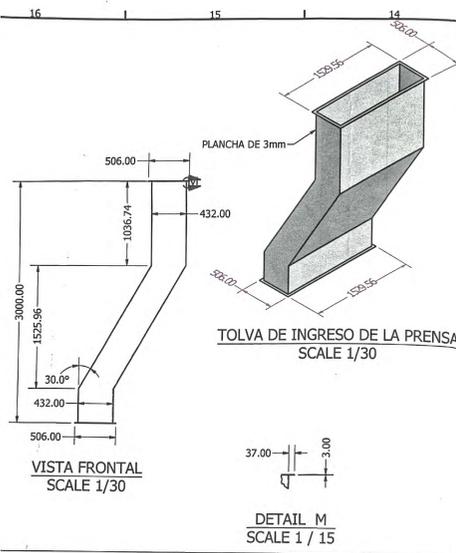
DIBUJO	P.I.L.P.	ESCALA	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE
DISEÑO	P.I.L.P.	1:15	TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h
APROBADO	W.N.A.P.	FECHA	DIMENSIONES GENERALES
NORMA	ISO	23/04/24	
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA			PLANO N°
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			SUSTITUYE A
DPTO. ACAD. DE ING. MECANICA			SUSTITUIDO POR
			N°
			4



DIBUJO	P.I.L.P.	ESCALA	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE
DISEÑO	P.I.L.P.	S/V	TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h
APROBADO	W.N.A.P.	FECHA	VISTA ISOMÉTRICA
INFORMA	ISO	23/04/24	EXPLOSIONADA
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA	PLANO Nº		
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	SUSTITUYE A		
DPTO. ACAD. DE ING. MECÁNICA	SUSTITUIDO POR		
			Nº
			5



DIBUJO	P.L.L.P.	ESCALA	S/V	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE
DISEÑO	P.L.L.P.			TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h
APROBADO	W.N.A.P.	FECHA	23/04/24	SISTEMA DE TRANSMISIÓN
NORMA	ISO			DE POTENCIA
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA				PLANO Nº
FACULTAD DE INGENIERÍA				SUSTITUYE A
MÉCANICA				SUSTITUIDO POR
DPTO. ACAD. DE ING. MECÁNICA				Nº
				6



DISEÑO	P.I.L.P.	ESCALA	S/V	PRENSA DE PESCADO DE DOBLE
APROBADO	W.A.L.P.	FECHA	23/04/24	TORNILLO HELICOIDAL DE 50 tm/h
NORMA	ISO	PLANO Nº		DESPIECE
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA				SUSTITUYE A
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA				SUSTITUYE POR
DPTO. ACAD. DE ING. MECÁNICA				Nº 7